



João Ricardo Domingos Jorge

Licenciatura em Engenharia Mecânica

Reutilização dos sistemas de frio dos automóveis para refrigeração de produtos agrícolas

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho
Professor Auxiliar, Faculdade de Ciências e Tecnologia da
Universidade Nova de Lisboa

Júri:

Presidente: Prof. Doutor João Manuel Vicente Fradinho

Arguente: Prof. Doutor Daniel Cardoso Vaz

Vogal: Prof. Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho

Reutilização dos sistemas de frio dos automóveis para refrigeração de produtos agrícolas

Copyright © João Ricardo Domingos Jorge, FCT/UNL e UNL

A Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais e de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Aos meus pais e amigos

Agradecimentos

Gostaria de agradecer ao Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho por toda a ajuda que prestou e toda a disponibilidade que demonstrou ao longo desta dissertação. Gostaria também de agradecer aos meus colegas por toda a ajuda, companhia e paciência que tiveram durante todo o curso, nomeadamente à minha colega Filipa Monteiro. Quero agradecer aos meus pais pela oportunidade de realizar este curso, sem eles não teria sido possível, por isso o meu muito obrigado.

Resumo

A agricultura é uma das atividades mais antigas do homem, sendo essencial para a sua subsistência. Desde sempre houve o interesse de conservar os alimentos para que estes pudessem ser consumidos mais tarde. Refrigerando os alimentos, atrasamos a multiplicação microbiana, já que esta é influenciada pela velocidade das reações enzimáticas no metabolismo microbiano que, por sua vez, é inversamente proporcional à temperatura.

Desta forma, foi desenvolvido um equipamento que refrigere os alimentos, não só no seu transporte (como já existe) mas também enquanto estes estão no seu local de produção, durante o processo de recolha.

Neste trabalho avalia-se a viabilidade da utilização dos sistemas de ar condicionado dos veículos automóveis na refrigeração de produtos agrícolas no momento da recolha. Havendo assim a possibilidade de reutilizar os sistemas de ar condicionado automóveis, depositados nas sucatas, mas que ainda se encontram funcionais.

No desenvolvimento deste equipamento foi estudada a potência de um sistema de ar condicionado automóvel bem como as transferências de calor através da caixa isotérmica e suas condutas. Foi desenvolvido um sistema de transmissão mecânica que possibilita o funcionamento do sistema de ar condicionado usando a energia da tomada de força de um trator agrícola e foram projetadas todas as estruturas necessárias para o funcionamento dos vários componentes do sistema de ar condicionado e do sistema de transmissão mecânica.

Assim, esta dissertação tem como objetivo a reutilização de sistemas de ar condicionado automóvel, realizando as alterações necessárias ao mesmo para que este cumpra o objetivo de refrigerar ou pré-refrigerar um contentor frigorífico. Este contentor frigorífico será transportado num reboque até ao local de recolha dos alimentos sendo o sistema de ar condicionado alimentado pela tomada de força de do trator agrícola.

Termos chave: ar condicionado automóvel; sistema de frio automóvel; caixa isotérmica, reutilização de equipamentos

Abstract

Agriculture is one of the oldest activities of men and is essential for his life. There has always been an interest in conserving food so that it could be consumed later. When cooling the food, we delay the microbial multiplication, as this is influenced by the speed of the enzymatic reactions in the microbial metabolism that in turn is inversely proportional to temperature.

In order to do this, specific equipment is required to refrigerate the food, not only in its transportation (as it already exists) but also while they are in its place of production, during their harvest.

In this dissertation, the feasibility of the utilization of automobile air conditioning in refrigeration of agricultural products along their harvest will be evaluated. Therefore, creating the possibility to reuse an automotive air conditioning which is deposited in scrap but is still functional.

In the development of this equipment was studied the power of an automobile air conditioning system as well as the heat transfer through the isothermal box and their ducts. A mechanical transmission system was developed that allows the operation of the air conditioning system using the power take-off of an agricultural tractor and all the necessary structures for the operation of the many components of the air conditioning system and the transmission system.

Therefore, this dissertation aims to reuse an automotive air conditioning system, making the necessary changes to it so that it fulfills its objective of cooling or pre-cooling a refrigerated container, where the food will be inserted. This refrigerated container will be transported in a trailer to the food production local and will be fueled by the power take of the tractor.

Keywords: automotive air conditioning, automotive cooling system, isothermal box, reutilization of equipment's

Índice de matérias

Resumo	vii
Abstract.....	ix
Índice de matérias	xi
Índice de figuras	xiii
Índice de tabelas	xv
Lista de símbolos	xvii
1. Introdução histórica.....	1
1.1. História do ar condicionado	1
1.2. História do ar condicionado automóvel.....	2
2. Constituintes e funcionamento de um Sistema de Ar Condicionado Automóvel.	3
2.1. Equipamentos ou componentes sólidos do AC	4
2.1.1. Compressor.....	4
2.1.2. Condensador.....	5
2.1.3. Filtro secador / Acumulador.....	6
2.1.4. Válvula de expansão termostática (VET) / Válvula de orifício fixo (VOF)	7
2.1.5. Evaporador	9
2.1.6. Sensores e atuadores.....	10
2.2. Funcionamento de um sistema de ar condicionado.....	11
3. Estudo do sistema	13
3.1. Potência de um ar condicionado automóvel.....	13
3.2. Potência dissipada pela envolvente	14
3.3. Comparação de potências.....	17
3.4. Especificações do trator agrícola.....	17
4. Ligação mecânica entre o trator e o compressor.....	20
4.1. Cardan universal.....	20
4.2. Polia com veio de transmissão	21
4.3. Correia e polias.....	22
4.3.1. Coeficiente de correção de potência.....	22
4.3.2. Secção transversal da correia	22
4.3.3. Polia de menor diâmetro (Ø de 63 a 100 mm)	22
4.3.4. Razão de transmissão (R).....	22

4.3.5.	Polia de maior diâmetro	23
4.3.6.	Distância mínima entre eixos (E)	23
4.3.7.	Comprimento da correia.....	23
4.3.8.	Potência suportada pela correia.....	23
4.3.9.	Número de correias	24
4.3.10.	Tensão na correia (T) e carga na chumaceira (R).....	24
4.4.	Estudo de forças (rolamento e chumaceiras).....	24
4.4.1.	Rolamento do compressor	25
4.4.2.	Chumaceiras	26
4.4.2.1.	Força axial	26
4.4.2.2.	Força radial em cada chumaceira	27
4.4.2.3.	Chumaceira A.....	27
4.4.2.4.	Chumaceira B.....	29
5.	Componentes do sistema.....	31
5.1.	Estrado.....	31
5.2.	Compressor.....	33
5.3.	Condensador.....	36
5.4.	Filtro secador.....	37
5.5.	Válvula de orifício fixo	38
5.6.	Evaporador	38
5.7.	Ventilador.....	39
5.8.	Apoio das chumaceiras.....	39
5.9.	Rede de proteção	41
5.10.	Conduas de insuflação e de retorno.....	43
6.	Discussão de resultados e conclusões	51
	Referências.....	53
	Anexos	55

Índice de figuras

Figura 1 - Esquema de um ar condicionado automóvel [3]	3
Figura 2 – Compressor [1]	4
Figura 3 – Condensador [1].....	5
Figura 4 - Filtro Secador [1].....	6
Figura 5 - Válvula de expansão equalizada externamente [1].....	8
Figura 6 - Válvula de expansão termostática do tipo "caixa" [1].....	8
Figura 7 - Válvula de Orifício Fixo [1]	9
Figura 8 - Comparação entre dois compressores de ar condicionado [11].....	13
Figura 9 - Gráfico da evolução do tempo de recuperação com a diferença de temperatura.....	16
Figura 10- Dimensão normalizada do veio da tomada de força [11]	18
Figura 11 - Sistema de transmissão mecânico.....	20
Figura 12 – Cardan com proteções, Fonte: Ningbo Combine Machinery Co., Ltd.....	21
Figura 13 – Cardan utilizado no projeto em solidworks	21
Figura 14 - Desenho técnico do veio com a polia e chumaceiras, FONTE: catálogo FYH (adaptado).....	27
Figura 15 - Imagem geral de vários componentes do sistema	31
Figura 16 - Cantoneiras soldadas ao chassi do reboque.....	32
Figura 17 – Localização dos parafusos que ligam o estrado às cantoneiras fixas ao chassi	32
Figura 18 - Representação dos furos para fixação da caixa isotérmica ao chassi do reboque	33
Figura 19 - Compressor com polia de seis pistas	34
Figura 20 - Compressor com polia de duas pistas trapezoidais	34
Figura 21 - Destaque dos furos rasgados na fixação do compressor para ajuste das correias.....	35
Figura 22 - Condensador	36
Figura 23 - Exemplo da localização do filtro secador.....	38
Figura 24 – Exemplo da localização da válvula de orifício fixo.. Erro! Marcador não definido.	
Figura 25 - Caixa exemplificativa do sistema do ventilador e evaporador	39
Figura 26 - Destaque das cantoneiras de apoio para as chumaceiras	40
Figura 27 - Rede de proteção	42
Figura 28 - Cantoneiras verticais para fixação das redes de proteção.....	42
Figura 29 - Destaque da localização das dobradiças na rede superior de proteção.....	43
Figura 30 - Destaque dos difusores na conduta de insuflação.....	43
Figura 31 - Localização dos vários pontos de medição da velocidade do ar no tubo de Ø150 mm	44
Figura 32 - Distribuição de velocidades no caso do verão, [12]	44
Figura 33 - Ilustração do percurso do ar dentro da caixa isotérmica.....	47
Figura 34 - Tubos de insuflação e de retorno isolados.....	47
Figura 35 – Gráfico para escolha do tipo de correia, FONTE: Catálogo VECO TRANSMISSIONS (adaptado).....	56
Figura 36 - Dados técnicos da secção transversal das correias, FONTE: Catálogo VECO TRANSMISSIONS (adaptado).....	57
Figura 37 - Chumaceira FYH UC207-22, FONTE: catálogo FYH.....	61
Figura 38 - Primeira iteração no gráfico de Moody	63
Figura 39 - Segunda iteração no gráfico de Moody	64
Figura 40 - Dimensões gerais do compressor utilizado (medidas em milímetros)	65
Figura 41 – Desenho técnico do veio com polia (medidas em milímetros)	65
Figura 42 - Dimensões gerais da caixa isotérmica	66

Índice de tabelas

Tabela 1 – Formulas teóricas (F_a , P e P_0) para um rolamento duplo e aplicação ao caso real	25
Tabela 2 - Coeficiente de correção de potência, FONTE: Catálogo VECO TRANSMISSIONS (adaptado).....	56
Tabela 3 - Comprimentos fabricados de correias do tipo SPZ, FONTE: Catálogo COLMANT CUVELIER (adaptado)	57
Tabela 4 - Potência suportada pela correia, FONTE: catálogo COLMANT CUVELIER (adaptado).....	58
Tabela 5 - Fator de correção de comprimento da correia, FONTE: COLMANT CUVELIER (adaptado).....	58
Tabela 6 - Fator de correção do arco de contato, FONTE: COLMANT CUVELIER (adaptado)	59
Tabela 7 - Fator G e ângulo β , FONTE: COLMANT CUVELIER (adaptado)	59
Tabela 8 - Fator M , FONTE: COLMANT CUVELIER (adaptado)	59
Tabela 9 - Fator de carga (f_w), FONTE: catálogo FYH	60
Tabela 10 - Fator de correia (f_b), FONTE: catálogo FYH.....	60
Tabela 11 - Fator X e Y , FONTE: catálogo FYH	62

Lista de símbolos

P	Pressão, Potência, Peso ou Carga dinâmica equivalente
P_f	Pressão exercida na parte de cima do diafragma
P_s	Pressão da mola (Spring)
P_e	Pressão de saída (exiting) do líquido refrigerante
P_R	Potência real
P_0	Carga estática equivalente
$P_{diss.}$	Potência dissipada
ΔP	Perdas de carga distribuídas
Q ou q	Calor
W	Trabalho
A	Área
$A_{diss.}$	Área por onde se dissipa o calor
k	Condutibilidade térmica
L	Comprimento ou espessura
T	Temperatura, Tensão na correia ou Torque
m	Massa
c	Calor específico
$\Delta\theta$	Diferença de temperatura
D ou Ø	Diâmetro
R	Raio, Razão de transmissão, Carga na chumaceira
E	Distância mínima entre eixos ou modulo de Young
E_f	Distância entre eixos final
L_0	Comprimento inicial
V ou v	Velocidade

N_c	Número de correias
F	Força
F_a	Força axial
F_R	Força radial
C	Carga dinâmica básica
C_R	Carga dinâmica radial
C_0	Carga estática básica
C_{0R}	Carga estática radial
f_0	Fator de calculo dos rolamentos e chumaceiras
L_{10}	Número de revoluções na vida de um rolamento ou chumaceira com uma probabilidade de falha de 10%
L_{10h}	Tempo de vida de um rolamento ou chumaceira com uma probabilidade de falha de 10%, em horas
μ	Coefficiente de fricção ou Viscosidade dinâmica
n	Velocidade de rotação (R.P.M.)
f_W	Fator de carga
f_b	Fator de correia
I_y	Momento de inércia
δ	Deslocamento
f	Fator de atrito
Q	Caudal volúmico
ε	Rugosidade
ρ	Massa volúmica

1. Introdução histórica

1.1. História do ar condicionado

De acordo com Paul Lester do departamento de energia dos estados Unidos da América, [1], foi em 1840 que o Dr. John Gorrie propôs a ideia de arrefecer os quartos dos hospitais com a intenção de parar ou, pelo menos, abrandar a propagação de doenças como a malária, através de um sistema que utilizava gelo vindo do norte dos Estados Unidos da América (EUA). Esta evolução não foi fácil, uma vez que se tratava de um sistema extremamente dispendioso. Deste modo, Dr. John começou a idealizar um sistema de arrefecimento artificial que, posteriormente, foi patenteado em 1851, mas que por diversos motivos não obteve sucesso. Só em 1902, surgiu o primeiro ar condicionado elétrico inventado pelo engenheiro Willis Carrier, quando este trabalhava para a *Buffalo Forge Company*. A partir dessa data, os sistemas de arrefecimentos, ou ar condicionados, sofreram vários avanços tecnológicos e passaram a ser utilizados em diferentes locais. Primeiramente, em 1922, foram usados em edifícios públicos, como teatros, e, posteriormente, em 1929, em habitações. Por volta de 1930, foram inventados, por Thomas Midgley, Albert Henne e Robert McNary, os primeiros sistemas de arrefecimentos através de CFC's (clorofluorcarbonetos) que, décadas depois, por volta de 1990, viriam a ser proibidos por todo o globo, por destruírem a camada do Ozono, sendo então “substituídos” pelos HFC's (Hidrofluorcarbonetos). Em 1932, construído e patenteado por H.H. Schultz e J.Q. Sherman, chegou ao mercado um sistema de ar condicionado que, apesar de dispendioso, tinha menores dimensões e poderia ser colocado na extremidade de uma janela. Perto de 1947, já tinham sido vendidos cerca de quarenta e três mil sistemas de ar condicionado contruídos pelo engenheiro Henry Galson, sendo estes mais compactos e menos dispendiosos dos que contruídos por H.H. Schultz e J.Q. Sherman. Em finais de 1960, a maioria das novas casas americanas já tinham sistemas de ar condicionado, principalmente nos estados mais quentes dos EUA, chegando, atualmente, a atingir os cem milhões de casas americanas.

1.2. História do ar condicionado automóvel

Segundo Steven Daly [2], os primeiros carros não tinham um habitáculo fechado, o que implicava que os ocupantes tivessem de adaptar a sua roupa às condições meteorológicas. Ao longo do tempo, os carros foram evoluindo e foi necessário criar métodos para controlar a temperatura e circulação de ar em habitáculos fechados. Estes métodos começaram por ser, na sua forma mais primitiva, blocos de gelo que derretiam dentro do habitáculo para baixar a temperatura, ou então, tijolos de barro que eram aquecidos previamente e colocados no interior do veículo para aumentar a temperatura. Para promover a circulação do ar no interior do habitáculo, os veículos possuíam várias aberturas para o exterior, tais como, janelas, pequenas aberturas nas portas e, nalguns casos, até mesmo no tejadilho do veículo. Contudo, com o tempo, constatou-se que essas aberturas não eram suficientes a baixas velocidades, uma vez que o fluxo de ar depende da velocidade do veículo, pelo que, consequentemente, surgiram os primeiros motores elétricos para forçar a entrada de ar para o habitáculo. Mais recentemente, foram introduzidos nos veículos, sistemas de aquecimento de habitáculo baseados em trocas de calor. Calor esse, que é fornecido pelos gases de escape ou pela água que é usada para arrefecer o motor do veículo e que, posteriormente, é transmitido ao ar que é forçado a entrar para o habitáculo.

Apenas em 1939 foi contruído pela Packard o primeiro carro com um sistema de ar condicionado (A/C) que funcionava em circuito fechado. Este sistema era constituído por um compressor, um condensador, secador-recetor e um evaporador. No entanto, o sistema tinha uma limitação, o A/C estava sempre a funcionar desde que o motor do veículo estivesse a trabalhar, pois o compressor não tinha embraiagem. O que, no inverno, não era de todo agradável. A única maneira de o motor trabalhar e o ar condicionado estar desligado era abrindo o capô e remover a correia que ligava o compressor ao motor do automóvel. Mais tarde, a Cadillac fabricou um automóvel com um ar condicionado que possuía controlos localizados na parte de trás do habitáculo. Só em 1944-1945 é que a Nash-Kelvinator produziu um automóvel mais económico, com controlos no tablier, para poder ligar e desligar o sistema de ar condicionado, pois este já possuía uma embraiagem elétrica no compressor. Hoje em dia, a maioria dos carros já possui ar condicionado, uma vez que, dada a competitividade existente entre os fabricantes de automóveis, o Ar Condicionado é uma mais valia que facilita a venda do veículo.

2. Constituintes e funcionamento de um Sistema de Ar Condicionado Automóvel.

O sistema de Ar Condicionado não é apenas composto por equipamentos sólidos, responsáveis pelo funcionamento do sistema, mas também por líquidos (óleo) e gases (refrigerante) que são responsáveis pela lubrificação do circuito e pelo transporte do calor, respetivamente. É relevante referir que o sistema de ar condicionado usa condutas para canalizar e distribuir o ar do exterior para o interior do veículo e que, por estas condutas, circula ar, mesmo sem o sistema de ar condicionado estar a funcionar, designando-se correntemente por sofagem. O ar circula devido à existência de um ventilador interno que é acionado quando, no painel de comandos, se seleciona o sistema de ar condicionado (botão A/C) ou a ventilação dita normal (sofagem).

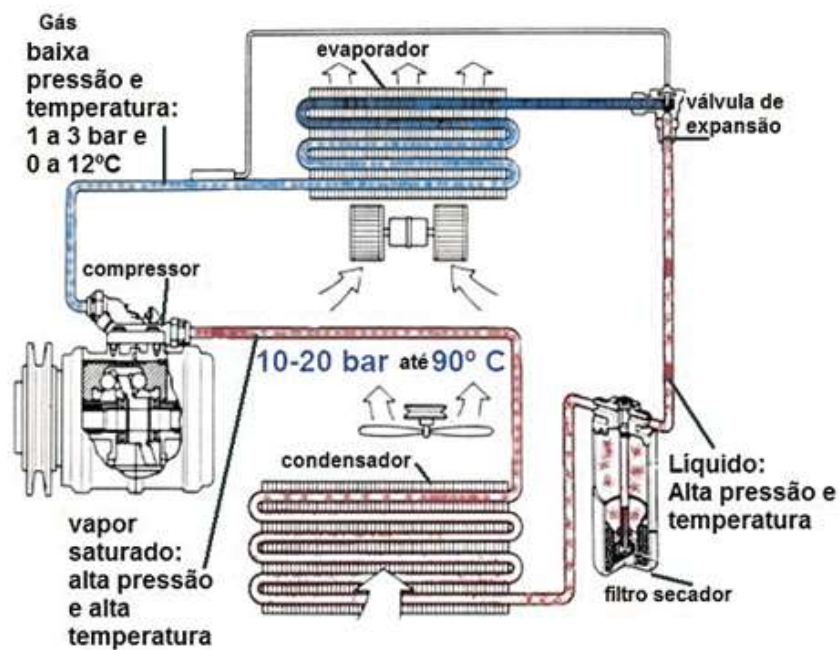


Figura 1 - Esquema de um ar condicionado autom6vel [3]

2.1. Equipamentos ou componentes sólidos do AC

2.1.1. Compressor

O compressor, Figura 2, tem a função de comprimir e de fazer circular o refrigerante no estado de vapor superaquecido, entrando pelo tubo de baixa pressão e saindo pelo tubo de alta pressão. Atualmente, o refrigerante mais usado é o gás R134a, uma vez que o seu impacto ambiental, comparado com o seu antecessor R12, é mínimo.

Existem compressores mecânicos e elétricos de vários tamanhos e com características diferentes. Os mecânicos funcionam com uma transmissão por correia entre a cambota e o compressor. Os compressores elétricos são, normalmente, usados em carros híbridos ou elétricos.

Salienta-se que o compressor consome cerca de 80% da energia necessária num sistema de Ar Condicionado. Assim, a eficiência do compressor é fundamental para o bom desempenho do AC.

O compressor é constituído por vários componentes, contudo, a embraiagem magnética e o pistão (ou pistões) assumem especial importância. A embraiagem é ativada e desativada eletricamente, através do botão de AC no tablier, pelo utilizador do automóvel, quando este pretende ligar ou desligar o Ar Condicionado. Esta permite que a polia do compressor esteja a rodar, mas que o compressor não esteja a trabalhar, caso contrário, o compressor estaria sempre em funcionamento, desde que o motor do automóvel estivesse a trabalhar. O pistão, ou pistões, já que, comumente, são mais do que um, fazem o trabalho mecânico para comprimir o gás de refrigeração e, como tal, precisam de lubrificação para reduzir ao máximo o atrito entre o pistão e a camisa. Essa lubrificação é conseguida pelo óleo do compressor, que é inserido no circuito de refrigeração, lubrificando todas as partes móveis.

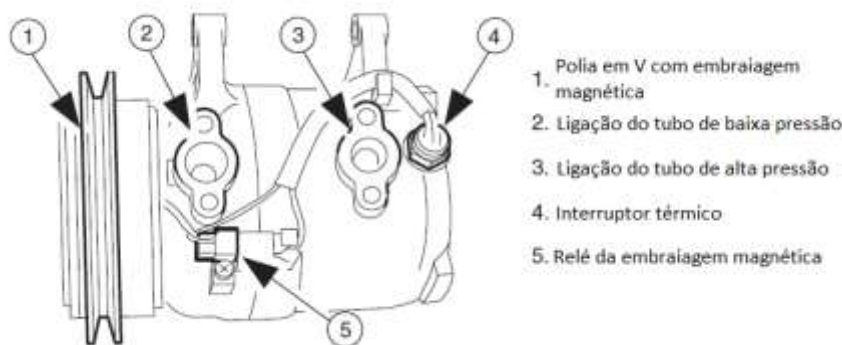


Figura 2 – Compressor [1]

2.1.2. Condensador

O condensador, Figura 3, tem a função de condensar o refrigerante, que foi sobreaquecido aquando da compressão, para que este possa vir a ser usado novamente como refrigerante. Assim, o condensador recebe o refrigerante em vapor e transforma-o em líquido. O condensador é semelhante a um radiador que promove a troca de calor entre o ar exterior e o refrigerante, baixando a temperatura do refrigerante e aumentando a do ar exterior, sendo constituído por tubos e alhetas. Os tubos servem para circular o refrigerante e as alhetas para aumentar a área da superfície em contacto com o ar exterior. Por este motivo, é normalmente colocado na parte da frente do veículo, à frente do motor, para que, quando o carro está em movimento, incida sobre o condensador o maior fluxo de ar possível, aumentando a sua eficiência. Quando o veículo se encontra a circular a baixas velocidades, o fluxo de ar pode não ser suficiente para condensar o refrigerante, neste caso, é acionada uma ventoinha que está direccionada para o condensador, aumentando assim o fluxo de ar.

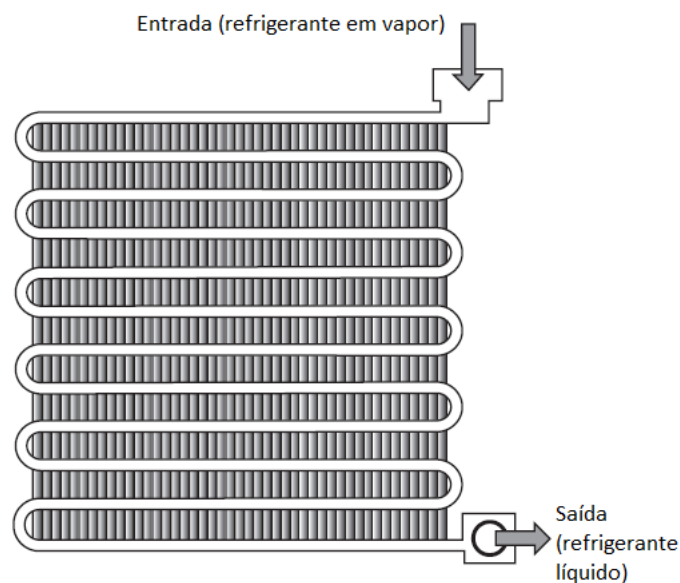


Figura 3 – Exemplo de um condensador [1]

2.1.3. Filtro secador / Acumulador

As funções do filtro secador, Figura 4, são:

1. Eliminar impurezas presentes no líquido refrigerante, prevenindo o mau funcionamento dos componentes do sistema e a falha do mesmo;
2. Remover a humidade do refrigerante, eliminando a possibilidade de formação de gelo e consequentemente bloquear a circulação do refrigerante;
3. Atuar como um reservatório temporário para alimentar o sistema sob condições de carga variáveis;
4. Permitir que apenas o refrigerante líquido saia para o próximo componente.

No interior do filtro secador, encontramos um filtro para, como o nome indica, filtrar as impurezas, um secador e um dissecante, para retirar a humidade do refrigerante. O secante depende do refrigerante que o sistema usa, para o R134a é usado um Zeólito, enquanto que para o R12 é usado um gel de sílica.

O acumulador também tem as funções (1,2 e 3), mas este é localizado entre o evaporador e o compressor, permitindo apenas a passagem de vapor para o compressor e misturando pequenas quantidades de óleo com o vapor de refrigerante. O acumulador não está presente em todos os sistemas de ar condicionado, apenas se encontra em sistemas que possuam uma válvula de orifício fixo (Fixed orifice valve).

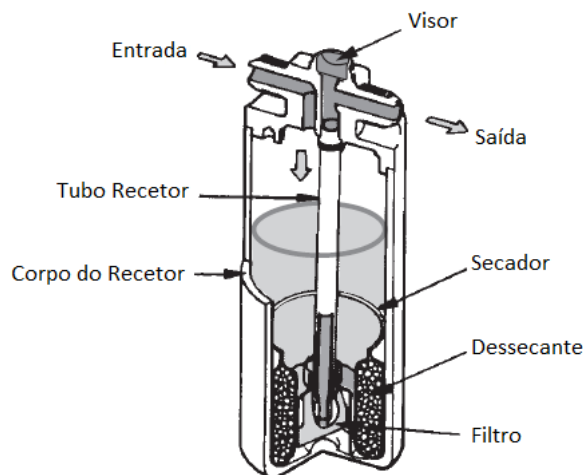


Figura 4 - Filtro Secador [1]

2.1.4. Válvula de expansão termostática (VET) / Válvula de orifício fixo (VOF)

A válvula de expansão termostática e a válvula de orifício fixo são as duas principais categorias de dispositivos de medição presentes em ar condicionados e têm três funções: separar o circuito de alta pressão do de baixa pressão; controlar o volume de refrigerante e, conseqüentemente, a capacidade de refrigeração do evaporador e, por último, garantir que apenas haja refrigerante sobreaquecido a sair do evaporador. Ambas podem ser usadas num circuito de ar condicionado, a escolha baseia-se na perda de pressão no evaporador. Sistemas simples usam apenas uma destas válvulas e sistemas duplos, que não iremos abordar nesta dissertação, podem usar as duas em simultâneo.

Existem vários tipos de válvulas de expansão termostáticas, sendo de realçar a válvula de expansão equalizada externamente (Figura 5). Esta tem a vantagem de ter acesso à pressão do refrigerante à saída do evaporador, usando-a diretamente na válvula de expansão termostática, para controlar o fluxo de refrigerante que passa pelo evaporador, superando, deste modo, o problema da deteção da queda de pressão através do evaporador. O fluxo de refrigerante que passa pelo evaporador é controlado pela válvula e pelo diafragma. O movimento vertical destes, por sua vez, é determinado pela diferença de pressões entre a pressão efetuada na parte de cima do diafragma (P_f) e a pressão exercida na parte de baixo do mesmo ($P_s + P_e$). A pressão P_e deve-se ao refrigerante que está dentro do evaporador ou a sair deste. A mola aplica sob o diafragma uma pressão (P_s) através de um espigão, que transmite esta pressão da mola. O tubo sensível ao calor (*Heat-sensing tube*) contém dentro um líquido, diferente do líquido refrigerante, ao qual é transmitido o calor do refrigerante à saída do evaporador. Quando o sistema está sobrecarregado e necessita de mais poder refrigeratório, a temperatura à saída do evaporador será mais elevada e o líquido dentro do tubo, sensível ao calor, irá expandir e, através do tubo capilar, irá exercer uma pressão no diafragma, a pressão P_f . Assim, o sistema aumenta o fluxo de refrigerante para baixar a temperatura à saída do evaporador. Contrariamente, ao diminuir a temperatura à saída do evaporador, o líquido que está dentro do tubo sensível ao calor irá contrair e, assim, deixará de exercer tanta pressão na parte superior do diafragma, o que resultará na diminuição da abertura da válvula e, conseqüentemente, um menor fluxo de refrigerante a passar pelo evaporador. Este constante ajustamento do fluxo de refrigerante garante que apenas refrigerante superaquecido saia do evaporador.

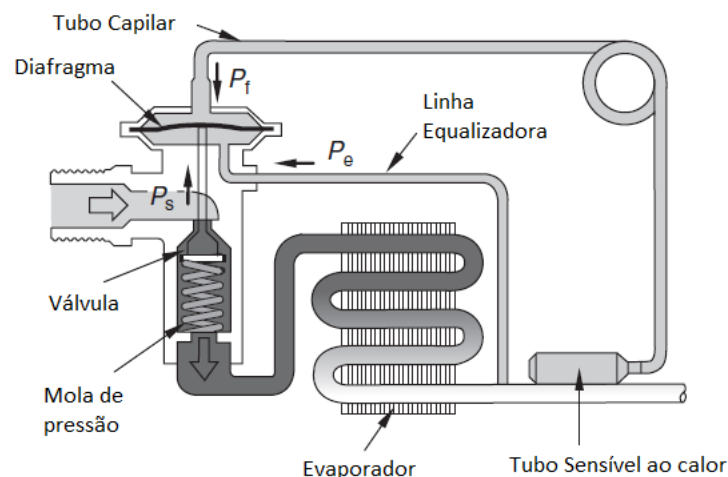


Figura 5 - Válvula de expansão equalizada externamente [1]

Outra configuração de uma válvula de expansão termostática com valor significativo, é a válvula de expansão do tipo “caixa”. Esta consegue ter acesso à pressão e temperatura do refrigerante à saída e à entrada do evaporador, fazendo o refrigerante passar duas vezes pela válvula, Fig. 5, antes de entrar no evaporador e depois de sair deste. Este tipo de válvula tem a vantagem de não utilizar nem tubo capilar, nem tubo sensível ao calor, para ter acesso à pressão e temperatura à saída do evaporador. Através dos elementos 4, 5, 6, 9 e 10 presentes na Figura 6, esta válvula controla de forma bastante idêntica à válvula de expansão equalizada externamente, o fluxo de refrigerante que passa pelo evaporador.

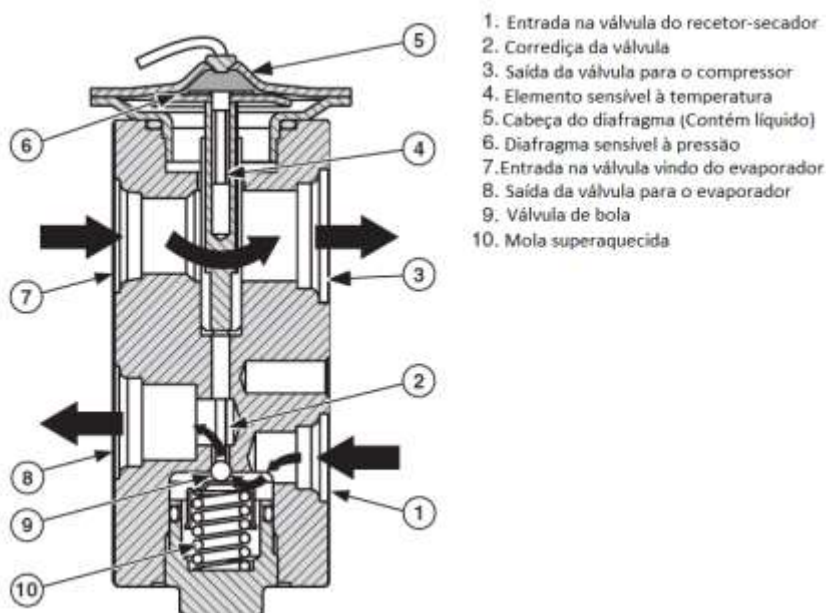


Figura 6 - Válvula de expansão termostática do tipo "caixa" [1]

A válvula de orifício fixo, Figura 7, situa-se entre o condensador e o evaporador e é colocada dentro da linha ou tubo de alta pressão. Uma das suas principais funções é controlar o volume/fluxo de refrigerante que entra no evaporador, e fá-lo tendo por base o tamanho do orifício e a pressão do refrigerante. Como o tamanho do orifício é fixo, por norma entre 1.2 mm e 1.7 mm, a única maneira de alterar o volume de refrigerante é alterar a pressão deste, que varia entre 1.5 e 2.9 bar do lado do tubo de baixa pressão. Para alterar a pressão do refrigerante, é comum, neste tipo de sistemas, ligar e desligar o compressor, alterando assim o volume/pressão do refrigerante, adaptando-o à carga a que o sistema está sujeito. O orifício deste tipo de válvula é calibrado para fornecer o volume correto de refrigerante em condições de carga máxima de arrefecimento, o que, por vezes, acarreta problemas em condições de baixas cargas de arrefecimento, pelo que deve ser inserido um acumulador entre a saída do evaporador e a entrada do compressor.

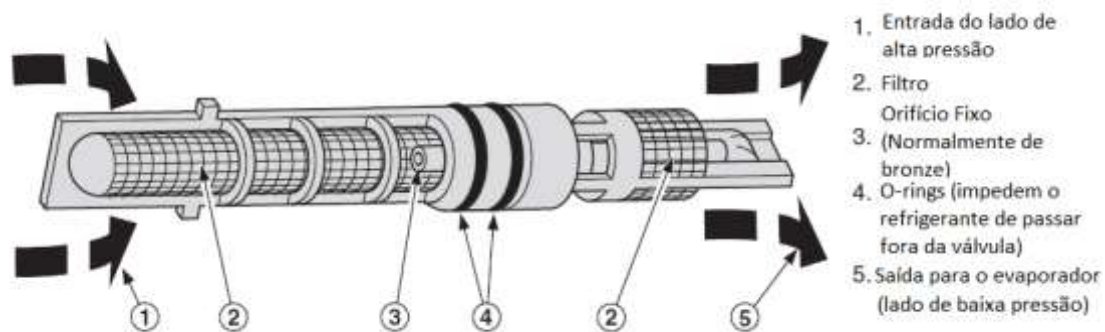


Figura 7 - Válvula de Orifício Fixo [1]

2.1.5. Evaporador

O evaporador tem a função de proporcionar a troca de calor entre o refrigerante e o ar, que, imediatamente a seguir, irá ser inserido dentro do habitáculo do veículo, refrigerando o mesmo. A estrutura de um evaporador é muito semelhante à de um condensador, sendo constituído por uma serpentina com canais e alhetas, de modo a aumentar a área de contato com o ar exterior. O refrigerante após passar pela válvula de expansão termostática ou pela válvula de orifício fixo, irá ser sujeito a uma grande pressão e queda de temperatura. Por conseguinte, para vaporizar necessita de energia sobre a forma de calor, calor este que retirará ao ar exterior, arrefecendo-o. Esta troca de calor irá cessar quando o refrigerante atingir o seu ponto de saturação e se tornar refrigerante superaquecido, que depois seguirá para o compressor e iniciará um novo ciclo. Como nesta fase o evaporador está extremamente frio, a humidade presente no ar exterior irá aderir a

este, formando gotas de água na superfície do evaporador. Estas gotas irão ajudar a filtrar o ar, aprisionando qualquer sujidade presente no ar exterior.

Ainda associado ao evaporador existem vários dispositivos que previnem a formação de gelo na sua superfície, entre eles o Regulador de Pressão do Evaporador (RPE), que tem como objetivo regular a pressão dentro do evaporador, prevenindo a formação de gelo. O RPE possui uma válvula que fecha, se a pressão baixar dos 196 kPa, restringindo assim o fluxo de refrigerante, aumentando a pressão no evaporador e, conseqüentemente, elevando a temperatura. O funcionamento desta válvula baseia-se numa mola que contrai ou expande, dependentemente da pressão do refrigerante. Com o RPE, praticamente eliminamos a necessidade de o compressor ligar e desligar para controlar a temperatura no evaporador. Outro dispositivo para prevenir a formação de gelo no evaporador é o “De-ice switch”, que consiste, basicamente, num sensor de temperatura e num relé, em que o sensor de temperatura envia constantemente uma diferença de potencial ao relé, proporcional à temperatura que mede. O sensor de temperatura está localizado nas alhetas do evaporador e, quando este mede uma temperatura perto de 0°C (normalmente de 1°C), o relé interrompe a passagem de corrente para a embraiagem magnética, desligando o compressor, com o objetivo de aumentar a pressão no evaporador. Quando a temperatura atinge os 2.5°C, o relé volta a deixar passar corrente e o sistema continua a funcionar normalmente. Os sistemas com válvulas de orifício fixo têm um dispositivo que funciona de forma análoga ao “De-ice switch”, o Interruptor de Ciclo do Compressor, que é acoplado ao acumulador.

2.1.6. Sensores e atuadores

O sistema possui múltiplos sensores, mas os principais são os de pressão (pressóstato) e de temperatura (termóstato). Através de, basicamente, atuadores, relés e interruptores, o sistema pode trabalhar em segurança, ou seja, não danifica nenhum dispositivo ou constituinte do sistema.

Estão presentes no sistema interruptores de pressão, que reagem à pressão nas linhas de baixa e alta pressão, de modo a não deixarem o sistema trabalhar, se os valores não estiverem dentro do intervalo imposto pelo fabricante. Sendo assim, o sistema possui, pelo menos, um interruptor de baixa pressão e um de alta pressão. O de baixa pressão encontra-se na linha de baixa pressão e desativa a embraiagem magnética se a pressão baixar, aproximadamente, de 1.5 bar. O interruptor de alta pressão fica localizado na linha de alta pressão e abrande ou para o compressor, se a pressão exceder, aproximadamente, os 30 – 35 bar.

Os relés usam uma corrente baixa para controlar a passagem de uma corrente alta, protegendo, assim, o utilizador e o próprio sistema.

2.2. Funcionamento de um sistema de ar condicionado

O funcionamento de um ciclo do sistema de ar condicionado começa quando, no painel de controlo, localizado no habitáculo do veículo, são acionados os comandos que solicitam a necessidade de climatização e, por consequente, o funcionamento do sistema. Assim, é enviada uma tensão positiva, acionando o ventilador interno que faz circular o ar pelas condutas de insuflação para dentro do habitáculo e uma tensão negativa para o termóstato. Se a temperatura do evaporador estiver acima dos 10°C, os contactos do termóstato encontram-se com os contactos fechados e o sinal parte para o pressóstato. Se as condições de pressão, tanto no interruptor de baixa pressão como no de alta pressão, estiverem dentro dos valores normais, os contactos estarão fechados e o sinal parte para uma bobine de dois relés, o relé do compressor e o relé do ventilador do radiador. Se estiver tudo funcional, os contactos dos relés estarão fechados, a embraiagem do compressor será acionada e o compressor começará a funcionar ao mesmo tempo que o ventilador do radiador é acionado numa velocidade baixa. O compressor inicia o ciclo sugando o refrigerante gasoso da linha de baixa pressão, comprimindo-o e enviando-o para a linha de alta pressão. Quando comprimido, o refrigerante aquece e precisa de ser arrefecido, seguindo com alta pressão para o condensador onde condensa e baixa a sua temperatura. O refrigerante líquido segue para o filtro secador onde é filtrado, ficando assim livre de qualquer partícula não desejada e livre de humidade. O refrigerante líquido a alta pressão segue para a válvula de expansão e é transformado em vapor de baixa pressão e baixa temperatura, seguindo para o evaporador. Com o vapor de refrigerante a uma temperatura muito baixa, as alhetas do evaporador resfriam-se muito rapidamente. O ar exterior, que é impulsionado pelo ventilador interno, é obrigado a passar pelas alhetas do evaporador onde irá ocorrer a troca de calor, arrefecendo o ar e, posteriormente, o habitáculo do veículo. Com a troca de calor, o refrigerante gasoso aquece e segue pela linha de baixa pressão para o compressor, iniciando um novo ciclo.

3. Estudo do sistema

3.1. Potência de um ar condicionado automóvel

No seguimento deste trabalho, importa identificar qual é a potência típica de um sistema de ar condicionado automóvel. Uma vez que esta informação não é normalmente disponibilizada pelos fabricantes de sistemas de ar condicionados, far-se-á um conjunto de avaliações para identificar a potência típica destes equipamentos.

A Sanden é um fabricante de compressores de ar condicionado automóvel que realizou um estudo comparativo entre dois compressores, um dos seus modelos e outro da concorrência. Os resultados desse estudo, relativamente à potencia consumida, podem observar-se na Figura 8

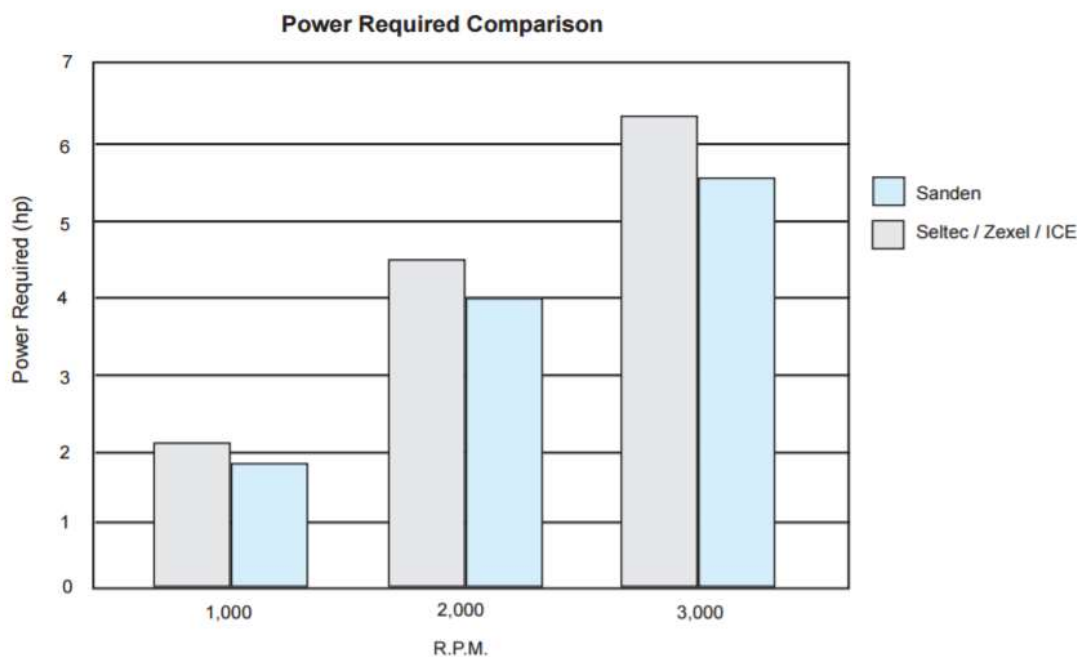


Figura 8 - Comparação entre dois compressores de ar condicionado [4]

Pode-se observar que às 1000 R.P.M. os compressores consomem cerca de 2 hp (horsepower) e que às 2000 R.P.M. estes consomem cerca de 4 hp. Então, podemos assumir que a velocidade de rotação e a potência requerida são diretamente proporcionais. Sabendo que 1 hp é igual a 0,746 kW (kiloWatts), então, se o nosso compressor tiver uma velocidade de rotação de 2000 R.P.M (valor admitido), iremos ter uma potência de aproximadamente 4 hp, o que equivale a aproximadamente 3 kW.

O COP (coefficient of performance) de um sistema frigorífico, traduz a relação entre o arrefecimento produzido, ou calor retirado, e o trabalho realizado.

$$COP_{arrefecimento} = \frac{|Q_c|}{W} \quad [1]$$

em que Q_c é o calor retirado e W é o trabalho realizado pelo sistema em questão [5].

Carter e Haselden (1999), [6], através de um programa de simulação, modelaram o comportamento de uma mistura de gases, sendo eles o gás R32 e o R134a, obtendo um COP de 5 e uma poupança anual de 41% quando comparado com um sistema que use apenas o gás R134a. Sendo assim, assumir-se-á que o COP de um sistema de ar condicionado usando apenas o gás R134a corresponde aproximadamente a 3.

Assim, se o compressor funcionar a 2000 R.P.M., ele irá consumir cerca de 3 kW, mas irá produzir uma potência frigorífica 3 vezes maior, ou seja, de aproximadamente 9 kW.

3.2. Potência dissipada pela envolvente

Neste capítulo estimar-se-á o calor ganho por condução através da envolvente da caixa isotérmica, com o objetivo de assim a pudermos dimensionar. É importante saber o calor perdido pois assim podemos maximizar as dimensões da caixa isotérmica sem comprometer o seu funcionamento, visto que a potência do sistema de ar condicionado é limitada.

De acordo com o site da Renault Portugal (por exemplo), [7], as suas caixas isotérmicas são construídas por painéis do tipo sanduíche com isolamento em poliuretano (sem CFC) de densidade média 35 kg/m^3 e com uma espessura aproximada de 80 mm. Usaremos para esta dissertação este tipo de caixas isotérmicas com as características anteriormente mencionadas. Consultando o livro, “Coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios” de Carlos Santos [8], podemos retirar que a condutibilidade térmica da espuma rígida de poliuretano entre parâmetros metálicos (painéis sanduíche) com uma densidade entre 35 e 50 kg/m^3 é de $0.037 \text{ W/(m.}^\circ\text{C)}$.

O equipamento irá ser utilizado, por norma, em meses de calor, quando a temperatura é elevada. Vamos assim estabelecer uma temperatura média exterior de 32°C e uma temperatura interior média de 12°C .

Podemos assim, calcular o fluxo de calor (q/A) dissipado pela envolvente recorrendo à lei de Fourier:

$$\frac{q}{A} = -k \frac{dT}{dx} = -k \left(\frac{T_2 - T_1}{L} \right) = k \left(\frac{T_1 - T_2}{L} \right) \quad [2]$$

em que T_1 e T_2 são, respetivamente, as temperaturas no exterior e no interior da caixa isotérmica, k é a condutibilidade térmica e L a espessura dos painéis sanduiche. Então, o fluxo de calor será:

$$k \left(\frac{T_1 - T_2}{L} \right) = 0.037 \times \left(\frac{32 - 12}{0.08} \right) = 9.25 \text{ W/m}^2$$

Segundo a dissertação de João Cruz, “Ensaio térmico de um veículo sob temperatura controlada”, [9], um veículo frigorífico com caixa isotérmica normal, tem dimensões interiores médias de: 7.30 metros de comprimento; 2.48 metros de largura e 2.50 metros de altura. Obtemos assim uma área média de transferência de calor de 85.1 m^2 .

Para efeitos de projeto, vamos definir as dimensões interiores da caixa isotérmica como tendo uma altura de 2.5 metros, uma largura de 2.48 metros e um comprimento de 3 metros (admitido tendo em conta a aplicação do equipamento). Assim, ficamos com três medidas diferentes de paredes. A parede traseira e dianteira com $2.5 \times 2.48 \text{ m}$, as laterais com $2.5 \times 3 \text{ m}$ e o teto e chão com $2.48 \times 3 \text{ m}$. Podemos então calcular a área por onde se irá dissipar o calor.

$$A_{diss.} = 2 \times 2.48 \text{ m} \times 2.5 \text{ m} + 2 \times 3 \text{ m} \times 2.5 \text{ m} + 2 \times 2.48 \text{ m} \times 3 \text{ m} = 42.3 \text{ m}^2$$

Multiplicando o fluxo de calor pela área de dissipação, obtemos a potência dissipada pela caixa isotérmica.

$$P_{diss.} = 9.25 \times 42.3 = 391.3 \text{ W} \approx 0.391 \text{ kW}$$

Podemos observar que a potência dissipada pela envolvente da caixa isotérmica não é muito elevada, o que é positivo visto que assim, o sistema tem mais potência disponível para refrigerar os alimentos e o ar quando se fecha a porta da caixa isotérmica. Visto isto, irá ser estimado o tempo de recuperação do sistema, admitindo que, quando se abre e fecha a porta, metade do volume de ar dentro da caixa isotérmica, a 12°C , sai e é substituído por ar exterior a 32°C .

Assim, quando se fechar a porta o ar no interior estará a, $\frac{12+32}{2} = 22^\circ\text{C}$. Admitindo que o sistema de ar condicionado tem aproximadamente 9 kW de potência, mas como é necessário retirar a potência dissipada na envolvente da caixa, fica-se com aproximadamente 8.61 kW, então, podemos calcular o tempo de recuperação do sistema através da energia que é preciso para baixar a temperatura do ar de 22°C para os 12°C .

$$Q = m \times c \times \Delta\theta \quad [3]$$

em que Q representa a energia/calor e é medido em Joules (KJ); m representa a massa de ar e é medida em quilogramas (Kg); c representa o calor específico do ar e tem como unidades $\frac{kJ}{kg \times K}$ e por fim, $\Delta\theta$ que representa a diferença de temperatura e é medida em graus Kelvin.

O volume interior de ar é de aproximadamente $3 \times 2.48 \times 2.50 \approx 18.6 \text{ m}^3$, assim podemos calcular a massa de ar sabendo que a massa volúmica do ar é de aproximadamente 1.20 kg/m^3 , [10]. Então, a massa de ar é $1.20 \times 18.6 \approx 22.3 \text{ kg}$; $\Delta\theta$ irá ser $22 - 12 = 10 \text{ K}$.

Visto isto e sabendo que o calor específico do ar a 20°C é $1.01 \frac{kJ}{kg \times K}$ ([10]), a energia necessária será: $Q = m \times c \times \Delta\theta = 22.3 \times 1.01 \times 10 = 225.23 \text{ KJ}$. Se o sistema possuir uma potência de 8.61 kW , que é o mesmo que dizer 8.61 KJ/s , então o tempo de recuperação irá ser de $\frac{225.23 \text{ KJ}}{8.61 \text{ KJ/s}} \approx 27 \text{ segundos}$.

É possível observar no gráfico da Figura 9 que o tempo de recuperação do sistema aumenta com o aumento das dimensões da caixa isotérmica e com o aumento da diferença de temperatura entre o interior e o exterior. É de salientar que neste gráfico admitimos que o COP é igual a 3 em todos os intervalos de temperatura, o que na realidade não aconteceria, visto que este varia com a temperatura.

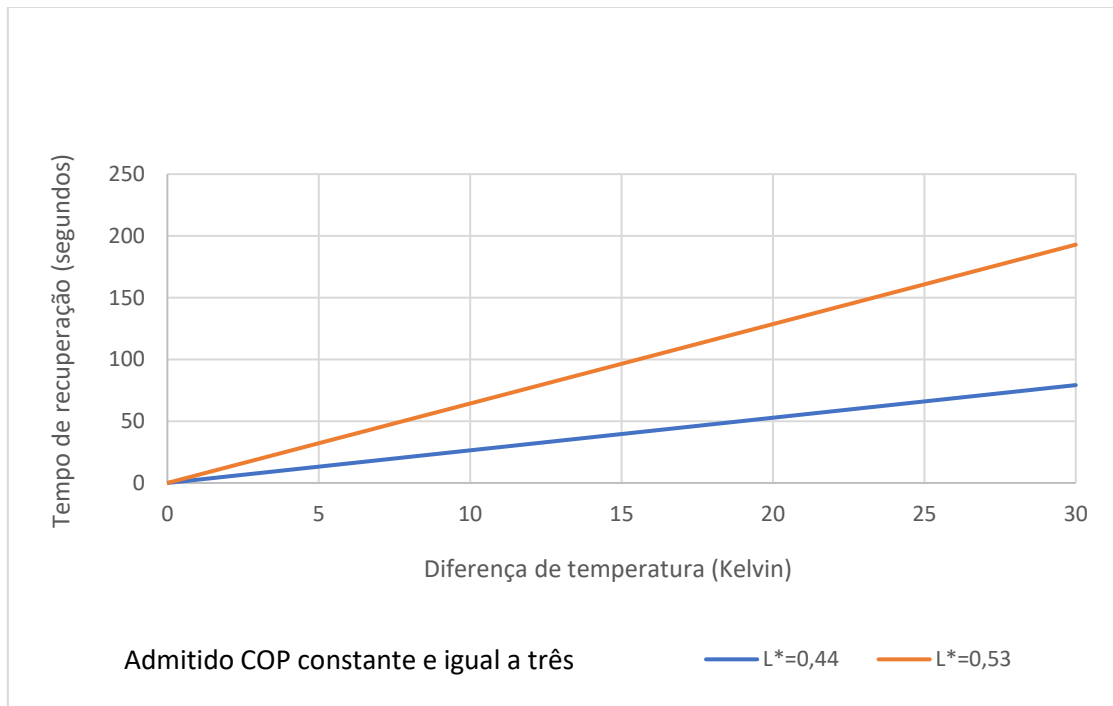


Figura 9 - Gráfico da evolução do tempo de recuperação com a diferença de temperatura $\left(L^* = \frac{V}{A}\right)$

Importa também avaliar o tempo necessário para refrigerar os alimentos colocados no interior da caixa isotérmica. Considera-se o tempo de refrigeração de 50 kg de alimentos que serão introduzidos na caixa isotérmica a 32°C. Para efeitos de cálculo os alimentos serão considerados água correspondendo o calor específico a 25°C de $4.190 \frac{kJ}{kg \times K}$, [11].

Então, o calor envolvido será de, $Q = m \times c \times \Delta\theta = 50 \times 4.190 \times (32 - 12) = 4190 \text{ KJ}$ e o tempo de refrigeração irá ser de $\frac{4190}{8.61} = 486.64 \text{ segundos}$, ou seja, 8 minutos aproximadamente.

Para demonstrar que o sistema de ar condicionado podia ser utilizado na caixa isotérmica maior, com os 7.30 metros de comprimento em vez dos 3 metros que serão utilizados no desenho 3D, foram recalculados os valores anteriores, obtendo uma potência dissipada de 0.787 kW, um tempo de recuperação do sistema de 64 segundos aproximadamente.

3.3. Comparação de potências

No capítulo 3 calculámos a potência aproximada que um sistema de ar condicionado produz e assim, uma vez que no capítulo 4 calculámos a potência que se irá perder por condução, pelas paredes da caixa isotérmica, tendo em conta o seu tamanho e o seu material de construção, estamos em condições de avaliar se um sistema de ar condicionado automóvel tem a potência necessária para manter uma caixa isotérmica, do tamanho admitido, à temperatura média de 12°C.

A potência dissipada, calculada no capítulo 4, foi de aproximadamente 0,391 kW e a potência de um sistema de ar condicionado, calculada no capítulo 3, foi de aproximadamente 9 kW. Assim, podemos concluir que o sistema de ar condicionado automóvel, com uma potência de aproximadamente 8.61 kW, é suficiente para refrigerar a caixa isotérmica admitida, num intervalo de tempo razoável, mantendo-a à temperatura média de 12°C.

3.4. Especificações do trator agrícola

As generalidades dos tratores agrícolas possuem uma tomada de força, normalmente disponível na traseira, com a funcionalidade de transmitir o movimento mecânico do motor do trator para um cardan, que por sua vez transmite o movimento para as alfaías que são acopladas ao trator. Este movimento mecânico não é transmitido diretamente do motor para as alfaías, tendo

de passar por uma embraiagem e por uma caixa de velocidades, ambas exclusivas da tomada de força.

De acordo com o professor José Oliveira Peça do Departamento de Engenharia Rural da Escola de Ciência e Tecnologia da Universidade de Évora, [12], existem duas velocidades normalizadas para a tomada de força, 540 R.P.M. e 1000 R.P.M.. É de realçar que estas velocidades de rotação referem-se à rotação da tomada de força e não do motor do trator. Em alguns tratores existe também as velocidades 540E e 1000E, em que o *E* vem de económico. Ou seja, são velocidades de rotação da tomada de força que podem ser atingidas a velocidades de rotação mais baixas do motor do trator, sendo assim mais económico. Estas velocidades de rotação económicas só podem ser utilizadas em equipamentos que requerem média ou baixa potência. Para a tomada de força poder trabalhar à velocidade de 540 R.P.M., que é a mais utilizada, o motor do trator terá de trabalhar a uma velocidade de 1900 R.P.M.. Uma vez que a tomada de força possui uma embraiagem, o operador pode ativar ou desativar a tomada de força consoante o necessário.

Os veios da tomada de força possuem dimensões normalizadas, de maneira que as várias marcas de tratores e de alfaías sejam compatíveis umas com as outras. A dimensão mais utilizada é o veio de seis estrias com 1 3/8'' (34.9 mm) de diâmetro, Figura 10.

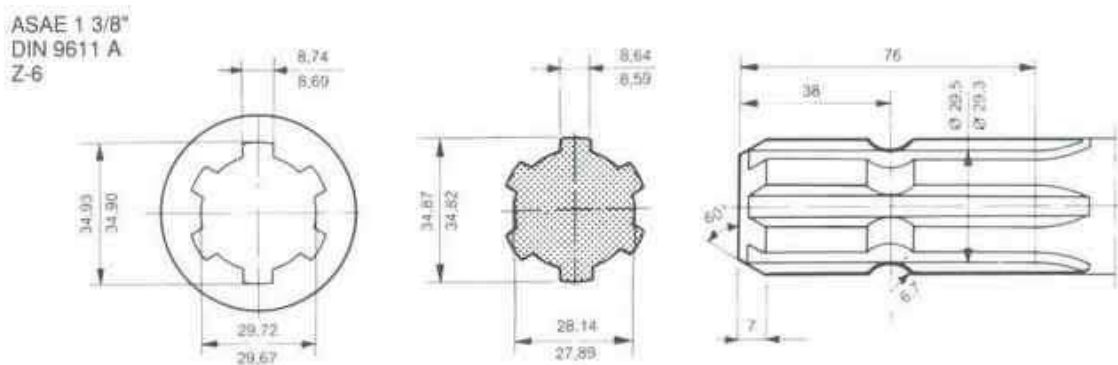


Figura 10- Dimensão normalizada do veio da tomada de força [13]

Dado que as marcas não disponibilizam essa informação, realizaram-se medições em vários tratores, de marcas diferente, sendo elas a Massey Ferguson, a Landini e a Lamborghini e constatou-se que a tomada de força fica a aproximadamente 600 milímetros do chão em todas elas, sendo assim possível a compatibilidade entre as varias marcas de alfaías e as varias marcas de tratores.

4. Ligação mecânica entre o trator e o compressor

Para o sistema de ar condicionado funcionar, o movimento de rotação da tomada de força do trator terá de ser transmitido para o compressor. Para isso, terá de ser construído um sistema de transmissão mecânico, composto por: um cardan universal; uma polia com um veio em que, na sua extremidade terá a mesma configuração que a tomada de força, para que o cardan universal se possa ligar nessa extremidade; chumaceiras para restringir o movimento do veio da polia e uma ou mais correias para transmitir o movimento da polia maior para a polia do compressor (polia menor). É possível observar o conjunto anteriormente referido na Figura 11.

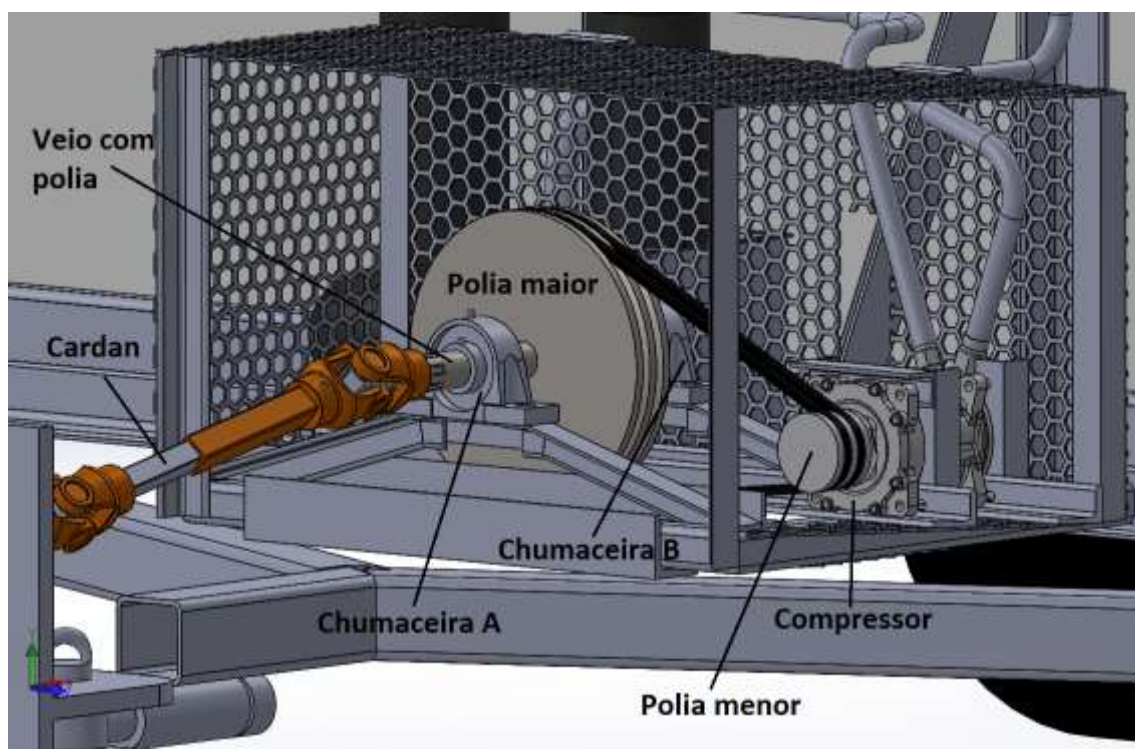


Figura 11 - Sistema de transmissão mecânico

4.1. Cardan universal

Por norma, os agricultores possuem cardans universais pois estes são usados na maior parte das alfaias agrícolas para transmitir o movimento de rotação da tomada de força para a alfaia. O cardan torna possível a transmissão do movimento mesmo com algumas oscilações e desníveis por parte da alfaia ou do trator. Este deve trabalhar alinhado com a alfaia, para não se danificar, mas é possível usá-lo com alguma inclinação sem danificar os equipamentos desde que não seja em demasia (aproximadamente 20° de inclinação). Deve ser utilizado um cardan com proteções, como o da Figura 12, para uma maior segurança do utilizador. No projeto em *solidwoks* foi

utilizado o cardan da Figura 13, que foi adaptado de um retirado do *Grabcad*, desenhado em *solidworks* por Marco Orlando Leal.



Figura 12 – Cardan com proteções, Fonte: Ningbo Combine Machinery Co., Ltd.

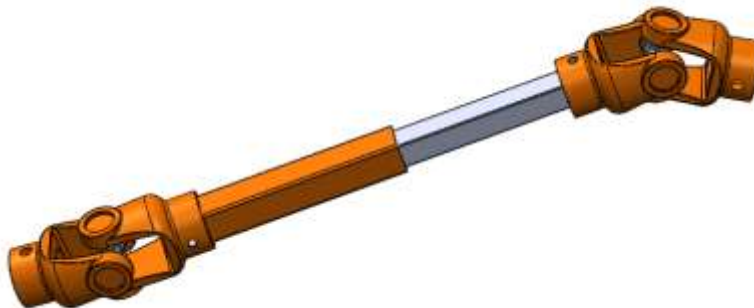


Figura 13 – Cardan utilizado no projeto em solidworks

4.2. Polia com veio de transmissão

O cardan terá de ser ligado mecanicamente ao veio da polia, para isso é necessário que na extremidade em que o cardan irá ligar, o veio tenha a mesma configuração da tomada de força. É necessário também que a dimensão da polia seja ajustada com a dimensão da polia do compressor de maneira a que esta tenha uma velocidade de rotação de 2000 R.P.M. para que o sistema de ar

condicionado tenha a potência de 9 kW, como foi calculado no capítulo 3. Nos automóveis a velocidade de rotação da polia do compressor é a mesma que a da cambota, o que em média ronda as 2000 R.P.M.. Contudo, no trator a tomada de força tem uma velocidade de rotação de 540 R.P.M., logo iremos ter uma relação de transmissão entre as polias, que será calculada mais abaixo.

4.3. Correia e polias

A escolha da correia e das polias irá ser feita com base num catálogo da VECO TRANSMISSIONS e com base nos dados que se possui sobre o sistema. Os nossos dados são: Potência consumida pelo compressor, aproximadamente 3 kW; a velocidade de rotação da polia do compressor que é 2000 R.P.M. e a velocidade de rotação da polia que está ligada á tomada de força do trator, que é 540 R.P.M..

4.3.1. Coeficiente de correção de potência

Com base na Tabela 2, que se encontra em anexo, podemos ver que o coeficiente de correção para um motor com dois ou mais cilindros, que funcione até 8 horas e que tenha uma inércia moderada, é 1.1. Assim, a potência corrigida é, $P_c = 3 \times 1.1 = 3.3 \text{ kW}$.

4.3.2. Secção transversal da correia

Sabendo a velocidade de rotação da polia menor, que é a do compressor e que tem o valor de 2000 R.P.M., e sabendo o P_c , que é 3.3 kW, estamos em condições de utilizar o gráfico da Figura 35, em anexo, para determinar secção transversal da correia, que neste caso irá ser do tipo SPZ, com os dados técnicos realçados na Figura 36, que se encontra em anexo. Do gráfico retiramos ainda que a polia de menor diâmetro tem um diâmetro entre 63 e 100 milímetros.

4.3.3. Polia de menor diâmetro (Ø de 63 a 100 mm)

Com base nos dados obtidos no ponto 7.3.2, o diâmetro da polia menor será de 75 milímetros ($d=75 \text{ mm}$), visto que o diâmetro mínimo recomendado para correias do tipo SPZ é de 71 mm (com base no catálogo VECO TRANSMISSIONS).

4.3.4. Razão de transmissão (R)

A razão de transmissão pode ser calculada pelo rácio entre as velocidades de rotação das polias. Assim, $R = \frac{2000}{540} = 3.7$

4.3.5. Polia de maior diâmetro

Sabendo a razão de transmissão e o diâmetro da polia menor, pode ser calculado o diâmetro da polia maior, (D). Assim, $D = d \times Razão = 75 \times 3.7 = 277.5 \approx 280 \text{ mm}$. Como não existem polias com 277.5 mm de diâmetro, escolheu-se o diâmetro acima desse valor para garantir que a velocidade de rotação da polia de menor diâmetro é de, pelo menos, 2000 R.P.M..

4.3.6. Distância mínima entre eixos (E)

A distância mínima entre eixos, para uma razão de transmissão superior a 3, pode ser calculada multiplicando o diâmetro da polia maior por 1.2, com base no catálogo da VECO TRANSMISSIONS. Assim, a distância mínima entre eixos é de $1.2 \times 280 = 336 \text{ mm}$. Por questões de projeto, a distância mínima entre eixos que se modelou em *Solidworks* foi de 350 mm.

4.3.7. Comprimento da correia

O comprimento da correia é calculado pela seguinte fórmula:

$$L_0 = 2 \times E + 3.14 \times \frac{D+d}{2} + \frac{(D-d)^2}{4 \times E}$$
$$\Leftrightarrow L_0 = 2 \times 350 + 3.14 \times \frac{280 + 75}{2} + \frac{(280 - 75)^2}{4 \times 350} = 1791.2 \text{ mm}$$

Como esse comprimento de correia não é fabricado, escolhemos o comprimento de correia mais perto desse valor, que, como podemos observar na Tabela 3 em anexo, é de $L=1800 \text{ mm}$.

Devido ao comprimento da correia ser maior que o necessário, é necessário corrigir a distância entre eixos. Como escolhemos um comprimento maior, a nova distância entre eixos é calculada pela seguinte fórmula:

$$E_f = E + \frac{L - L_0}{2} = 350 + \frac{1800 - 1791.2}{2} = 354.4 \text{ mm}$$

4.3.8. Potência suportada pela correia

Usando a Tabela 4, em anexo, e os dados da polia de menor diâmetro, é possível saber a potência suportada pela correia. Dados: 2000 R.P.M.; Ø75mm; R=3.7

Como a partir de R=3 a potência de transmissão estabiliza, a potência suportada por correia irá ser de 2.54 kW. Mas é necessário corrigir este valor com dois fatores, o comprimento da correia (Tabela 5 em anexo) e o arco de contacto (Tabela 6 em anexo). Dados: comprimento da correia é 1800mm e $\frac{D-d}{E} = \frac{280-75}{350} = 0.59$

Sendo assim, a potência de transmissão real por correia, P_R , é de:

$$P_R = 2.54 \times 1 \times 0.9 = 2.29 \text{ kW}.$$

4.3.9. Número de correias

O número de correias (N_c) é determinado pelo rácio entre a potência total corrigida e a potência de transmissão real por correia. Assim:

$$N_c = \frac{P_c}{P_R} = \frac{3.3}{2.29} = 1.44 > 1, \text{ logo são necessárias duas correias.}$$

4.3.10. Tensão na correia (T) e carga na chumaceira (R)

- Tensão na correia: $T = 45 \times \frac{2.5-G}{G} \times \frac{P_c}{N_c \times V} + M \times V^2 \text{ (daN)}$

Para calcular a tensão na correia, é necessário descobrir alguns parâmetros que dependem de $\frac{D-d}{E}$, tais como o ângulo β , o fator G e o M. Para isso, recorreram-se às Tabelas 6 e 7 em anexo.

É necessário também calcular a velocidade tangencial na extremidade da polia, então:

$$V = w \times Raio = \frac{2000 \times 2 \times \pi}{60} \times \frac{0.075}{2} = 7.85 \text{ m/s}$$

$$\text{Assim, } T = 45 \times \frac{2.5-0.90}{0.90} \times \frac{3.3}{2 \times 7.85} + 0.006 \times 7.85^2 = 17.19 \text{ (daN)} \approx 171.9 \text{ N}$$

- Carga na polia de maior diâmetro e no rolamento do compressor:

A fim de calcular a carga R, serão usados alguns valores calculados anteriormente, assim:

$$R = 2 \times T \times N_c \times \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = 2 \times 17.19 \times 2 \times \sin\left(\frac{145^\circ}{2}\right) = 65.58 \text{ (daN)} \approx 655.8 \text{ N}$$

4.4. Estudo de forças (rolamento e chumaceiras)

É importante estudar as forças aplicadas no rolamento do compressor e nas chumaceiras, de maneira a garantir que não são aplicadas forças superiores às que estes podem suportar.

O veio de transmissão, que está ligado à polia maior, tem de ter o seu movimento restringido, de maneira a que só possua movimento de rotação e não possa realizar movimento de translação. Para este fim, serão utilizadas chumaceiras.

4.4.1. Rolamento do compressor

Um exemplo de um rolamento usado nos compressores de ar condicionado, é o rolamento com duas filas de esferas, com 30 milímetros de diâmetro interior, 62 milímetros de diâmetro exterior e 20 milímetros de espessura.

Consultando o catálogo da SKF, é possível saber os dados técnicos deste rolamento. Sendo eles: $C_0 = 20.8 \text{ kN}$; $C = 26 \text{ kN}$; $f_0 = 14$.

A força axial aplicada ao rolamento é igual a zero, visto que na polia do compressor apenas são aplicadas forças radiais, que foi calculada no capítulo 7.3.10 como sendo R. Assim: $F_a = 0$; $F_R = 655.8 \text{ N} \approx 0.656 \text{ kN}$.

É importante calcular o tempo de vida do rolamento, para que se saiba quando é necessária a sua substituição, evitando assim danificar outros componentes do compressor. Mas para isso é necessário calcular primeiro as cargas equivalentes.

Tabela 1 – Formulas teóricas (F_a , P e P_0) para um rolamento duplo e aplicação ao caso real

	Expressões teóricas	Caso real
Capacidade de carga axial (F_a)	Carga axial pura $F_a \leq 0.5 \times C_0$	$F_a \leq 0.5 \times 20.8 \Leftrightarrow$ $F_a \leq 10.4 \text{ kN P.V.}$
Carga dinâmica equivalente (P)	$\frac{F_a}{F_R} \leq e \Rightarrow P = F_R$ $\frac{F_a}{F_R} > e \Rightarrow P = X \times F_R$ $+ Y \times F_a$	$\frac{F_a}{F_R} = 0 \leq e$ $\Leftrightarrow P = F_R = 0.656 \text{ kN}$
Carga estática equivalente (P_0)	$P_0 = 0.6 \times F_R + 0.5 \times F_a$ Se $P_0 < F_R \Rightarrow P_0 = F_R$	P_0 $= 0.6 \times 0.656 + 0.5 \times 0$ $= 0.394 \text{ kN} < F_R$ $\Leftrightarrow P_0 = 0.656 \text{ kN}$

Com os cálculos efetuados na Tabela 1, é possível calcular o tempo de vida do rolamento:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{26}{0.656}\right)^3 \approx 62.2 \times 10^9 \text{ Revoluções}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 2000} \times 62\,259 = 5.19 \times 10^5 \text{ horas. } (n = \text{rot/min})$$

4.4.2. Chumaceiras

4.4.2.1. Força axial

Nas chumaceiras irá existir uma força axial, que é transmitida pelo cardan e é provocada pelos arranques e travagens do trator, bem como por certas manobras que o trator possa executar e mesmo até pelo início e fim de rotação da tomada de força. Essa força axial é bastante difícil de estimar, pois depende de vários fatores. Sendo assim, irá ser estimada essa força através de uma fórmula que dá como resultado a força axial que o cardan transmite para o veio onde estão as chumaceiras. As seguintes fórmulas foram retiradas do catálogo de juntas universais e cardans de 2011 da RENOLD.

$$F_a = \frac{2 \times T \times \mu \times \cos(A)}{PD} \quad [4]$$

Onde T é o torque aplicado no veio, μ varia de 0.11 a 0.15 e é o coeficiente de fricção, A é o ângulo de trabalho que irá ser admitido como constante e igual a 10° e PD, (*Pitch circle Diameter*), é o diâmetro do veio por onde é transmitida a força axial. Assim:

$$T = \frac{HP \times 63025}{N} = \frac{kW \times 9550}{N} = \frac{3 (kW) \times 9550}{540 (R.P.M.)} = 53.1 \text{ N.m}$$

$$F_a = \frac{2 \times T \times \mu \times \cos(A)}{PD} = \frac{2 \times 53.1 \times 0.11 \times \cos(10)}{0.035} = 328.5 \text{ N}$$

Devido à aplicação ser na área da agricultura, onde muitas vezes ocorrem situações, imprevistos, que não são considerados no projeto, irá ser aplicado um coeficiente de segurança de cinco. Assim, $F_a = 328.5 \times 5 = 1642.5 \text{ N} \approx 1.64 \text{ kN}$.

4.4.2.2. Força radial em cada chumaceira

Como as chumaceiras irão ser aplicadas num veio com uma polia, em cada chumaceira irá ser aplicada uma força radial diferente, consoante a distância a que as chumaceiras estão da polia, como podemos observar na Figura 14. Assim, $F_A = \frac{l_2}{l} \times F$ e $F_B = \frac{l_1}{l} \times F$.

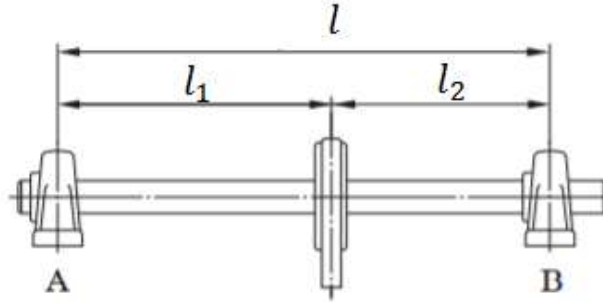


Figura 14 - Desenho técnico do veio com uma polia e chumaceiras, FONTE: catálogo FYH (adaptado)

A fórmula para cargas aplicadas através de correias e polias é:

$$F_b = \frac{2 \times M}{D_p} \times f_w \times f_b = \frac{19.1 \times 10^6 \times P}{D_p \times n} \times f_w \times f_b$$

Onde F_b é a força radial real aplicada ao veio com a polia (N); P é a potência (kW); D_p é o diâmetro da polia (mm); n é a velocidade de rotação (R.P.M.); f_w é o fator de carga (Tabela 9 em anexo) e f_b é o fator da correia em V (Tabela 10 em anexo).

$$\text{Assim, } F_b = \frac{19.1 \times 10^6 \times P}{D_p \times n} \times f_w \times f_b = \frac{19.1 \times 10^6 \times 3.3}{280 \times 540} \times 1.2 \times 2.5 = 1250.6 \text{ N} \approx 1.25 \text{ kW}$$

E assim, é possível calcular a força radial em cada chumaceira sabendo que a dimensão de l é 200 mm, l_1 é 80 mm e l_2 é 120 mm.

$$\begin{cases} F_A = \frac{l_2}{l} \times F_b \\ F_B = \frac{l_1}{l} \times F_b \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_A = \frac{120}{200} \times 1.25 \\ F_B = \frac{80}{200} \times 1.25 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_A = 0.75 \text{ kW} \\ F_B = 0.5 \text{ kW} \end{cases}$$

4.4.2.3. Chumaceira A

Com base no diâmetro do veio de 1 3/8'' (34.9 mm), e com base no catálogo de chumaceiras da FYH, as chumaceiras escolhidas são as da Figura 37, em anexo.

De seguida, estuda-se a chumaceira, a fim de ver se é a correta para o caso em questão. Os dados seguintes foram obtidos em capítulos anteriores e no catálogo FYH da chumaceira da Figura 37.

Dados:

$$F_R = 0.75 \text{ kN}$$

$$F_A = 1.64 \text{ kN}$$

$$C_R = 25.7 \text{ kN}$$

$$C_{0R} = 15.4 \text{ kN}$$

$$f_0 = 13.9$$

- $P_R = X \times F_R + Y \times F_A$

Os coeficientes X e Y serão encontrados com base em tabelas do catálogo da FYH da seguinte forma:

- $\frac{f_0 \times F_A}{C_{0R}} = \frac{13.9 \times 1.64}{15.4} = 1.48$

Consultando a Tabela 11 em anexo, constata-se que este valor não se encontra nessa mesma tabela, então será necessário fazer uma interpolação.

- Interpolação: $e = e_0 + (e_1 - e_0) \times \frac{\left(\frac{f_0 \times F_A}{C_{0R}}\right)_0 - \left(\frac{f_0 \times F_A}{C_{0R}}\right)_1}{\left(\frac{f_0 \times F_A}{C_{0R}}\right)_1 - \left(\frac{f_0 \times F_A}{C_{0R}}\right)_0}$
 $\Leftrightarrow e = 0.30 + (0.34 - 0.30) \times \frac{1.48 - 1.38}{2.07 - 1.38} \Leftrightarrow e = 0.31$

- $\frac{F_A}{F_R} = \frac{1.64}{0.75} = 2.19$

Como $\frac{F_A}{F_R} > e$, então, consultando a Tabela 11, é possível retirar o valor de X diretamente, mas para o valor de Y será necessária uma interpolação.

- Interpolação: $Y = Y_0 + (Y_1 - Y_0) \times \frac{e - e_0}{e_1 - e_0}$
 $\Leftrightarrow Y = 1.45 + (1.31 - 1.45) \times \frac{0.31 - 0.30}{0.34 - 0.30} \Leftrightarrow Y = 1.42$

Assim já é possível calcular P_R :

$$P_R = X \times F_R + Y \times F_A = 0.56 \times 0.75 + 1.42 \times 1.64 = 2.75 \text{ kN}$$

Sabendo P_R , é possível calcular o tempo de vida da chumaceira e averiguar se esta é indicada para a aplicação em causa.

- $$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 540} \times \left(\frac{25.7}{2.75} \right)^3 \approx 25\,191 \text{ horas. } (n = \text{rot/min})$$

Em conclusão, a chumaceira escolhida é indicada para a aplicação em causa, pois o seu tempo de vida é suficientemente elevado. Se o sistema trabalhar em contínuo, 8 horas por dia e 365 dias por ano, seria necessário substituir os rolamentos da chumaceira de 8 em 8 anos aproximadamente. Na realidade, o sistema nunca trabalha nem 8 horas contínuas nem 365 dias por ano, logo, o rolamento da chumaceira duraria mais de 8 anos.

4.4.2.4. Chumaceira B

Os dados da chumaceira B são iguais aos da chumaceira A visto que a chumaceira é igual. Apenas a força radial aplicada na chumaceira é diferente, $F_R = 0.5 \text{ kN}$.

- $$\frac{f_0 \times F_A}{C_{0R}} = \frac{13.9 \times 1.64}{15.4} = 1.48, \text{ logo } e \text{ é igual ao da chumaceira A, } e = 0.31.$$
- $$\frac{F_A}{F_R} = \frac{1.64}{0.75} = 2.19$$

Assim, $\frac{F_A}{F_R}$ continua a ser maior do que e , como e é o mesmo que na chumaceira A, o valor de X e Y irão ser iguais aos valores da chumaceira A.

Então,
$$P_R = X \times F_R + Y \times F_A = 0.56 \times 0.5 + 1.42 \times 1.64 = 2.61 \text{ kN}$$

E o tempo de vida da chumaceira B é:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 540} \times \left(\frac{25.7}{2.61} \right)^3 \approx 2.9 \times 10^4 \text{ horas. } (n = \text{rot/min})$$

E assim é possível concluir que a chumaceira em questão é indicada para esta aplicação, pois o seu tempo de vida é suficientemente elevado. Se o sistema trabalhar em contínuo, 8 horas por dia e 365 dias por ano, seria necessário substituir os rolamentos da chumaceira de 10 em 10 anos aproximadamente. Na realidade, o sistema nunca trabalha nem 8 horas contínuas nem 365 dias por ano, logo, o rolamento da chumaceira duraria mais de 10 anos.

5. Componentes do sistema

Para que o sistema seja funcional, existem vários pormenores a ter em conta nos diversos componentes do sistema, figura 14, tais como o posicionamento dos componentes, suportes, afinações, entre outros que irão ser abordados neste capítulo.

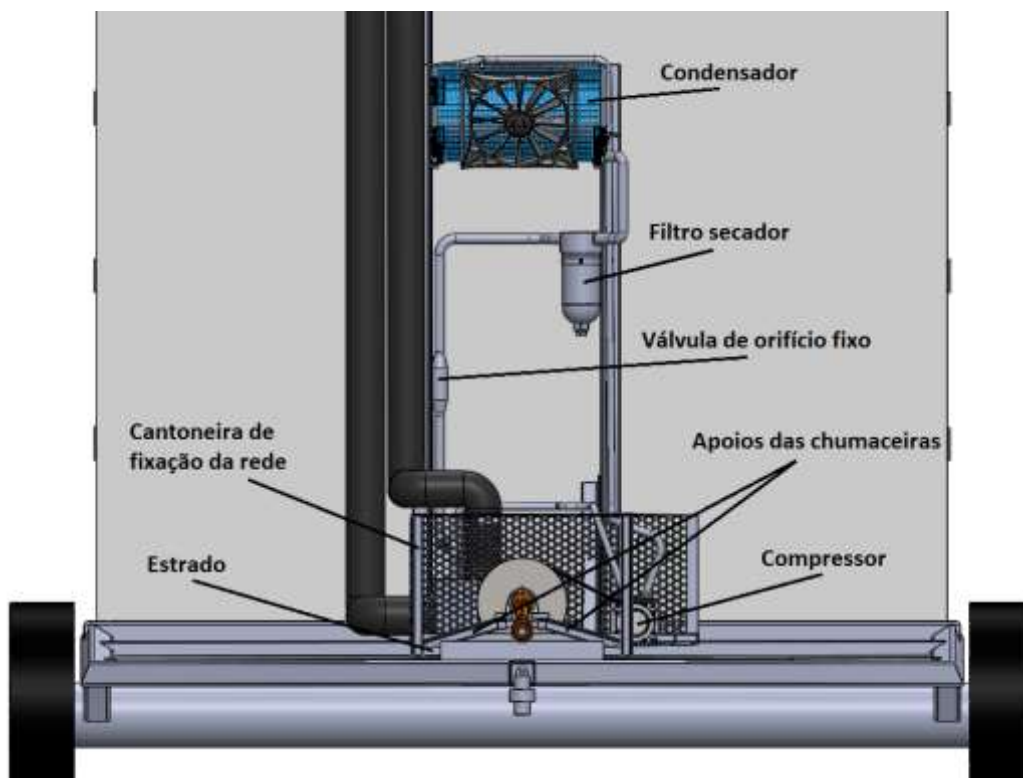


Figura 15 - Imagem geral de vários componentes do sistema

5.1. Estrado

É importante construir um estrado para que todos os componentes do sistema possam ser aplicados nesse estrado e não no chassi do reboque. Será apenas necessário soldar duas cantoneiras (destacadas a azul na Figura 16) onde o estrado irá ser aparafusado (Figura 17), com parafusos M16. Assim, o reboque poderá ser usado em outras aplicações, bastando retirar o estrado e a caixa isotérmica. A caixa isotérmica irá ser aparafusada, com parafusos M24, ao chassi do reboque (Figura 18), não ficando assim nenhuma ligação permanente no chassi, ficando apenas os furos para os parafusos e as duas cantoneiras, o que não impedirá a utilização do reboque para outras aplicações. É importante referir que a cabeça dos parafusos M24 devem ficar embutidas no chão da caixa isotérmica, de maneira a que, caixas ou caixotes, possam deslizar pelo chão sem colidirem com a cabeça dos parafusos.

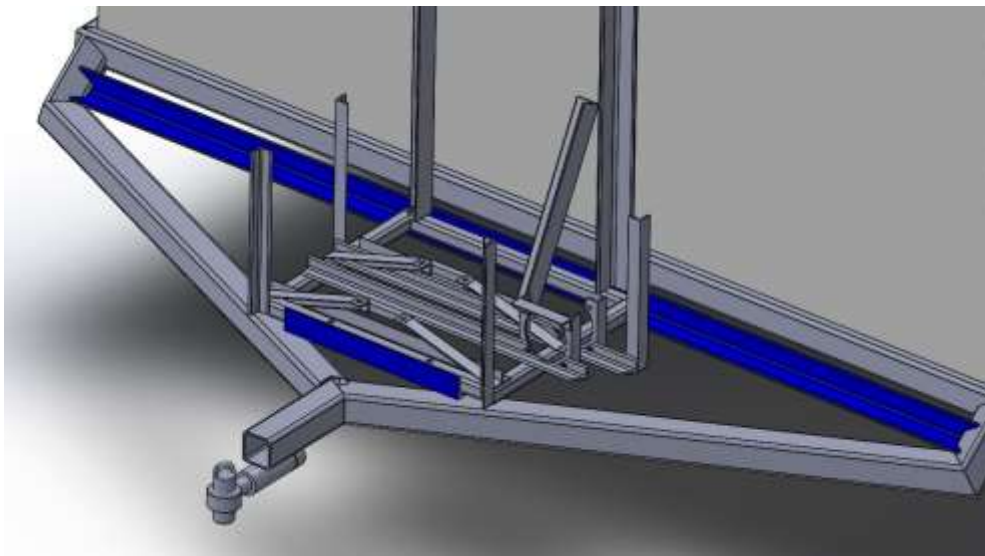


Figura 16 - Cantoneiras soldadas ao chassi do reboque

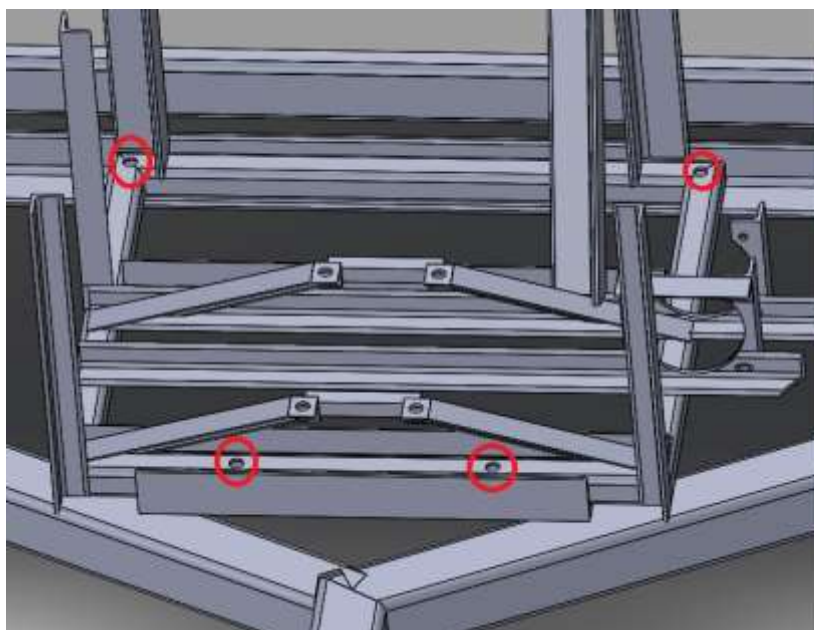


Figura 17 – Localização dos parafusos que ligam o estrado às cantoneiras fixas ao chassi

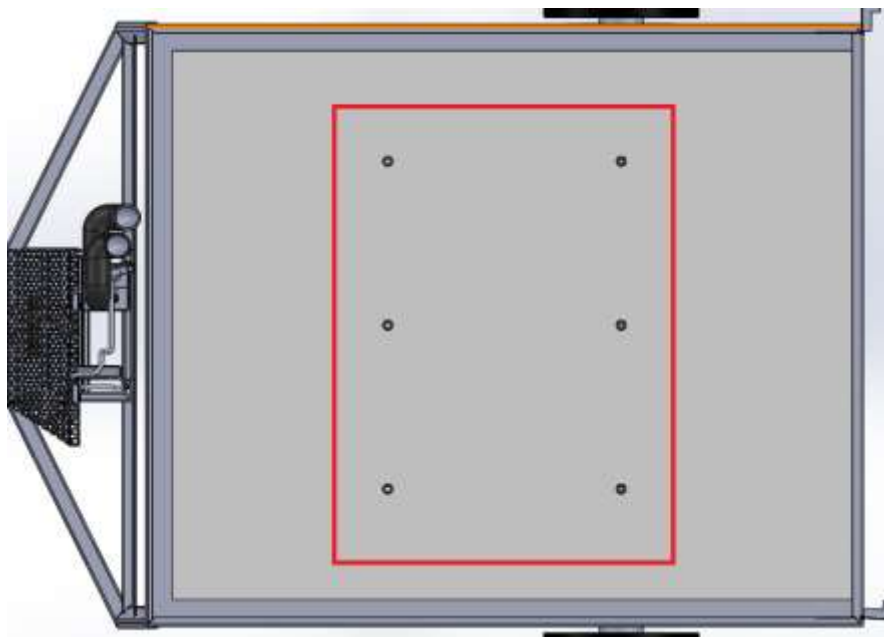


Figura 18 - Representação dos furos para fixação da caixa isotérmica ao chassi do reboque

5.2. Compressor

O compressor é uma parte fundamental do sistema. Contudo, será necessário realizar, pelo menos uma modificação. O compressor vem equipado, na grande maioria dos automóveis, com uma polia com embraiagem magnética para correias de quatro a seis pistas (Figura 19), o que neste caso não é possível utilizar, pois pelas contas realizadas para escolher o tipo de correia para o sistema, obteve-se que seriam necessárias duas correias trapezoidais. Assim, será necessário substituir a polia original por uma para duas correias trapezoidais (Figura 20). O sistema poderia funcionar com uma correia e polia de seis pistas, mas devido à falta de informação para as dimensionar, o sistema utilizará correias trapezoidais.

Tirando a embraiagem magnética, cada vez que a tomada de força do trator for ligada, todo o sistema irá funcionar, dito isto, a forma de ativar e desativar todo o sistema irá ser através do comando da tomada de força presente no trator e operado pelo tratorista.

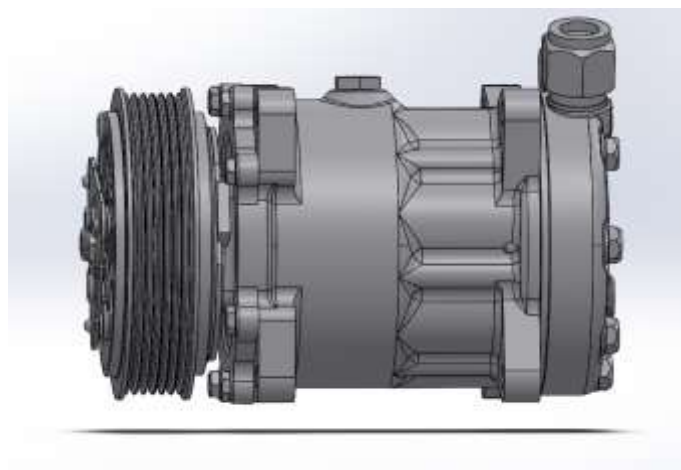


Figura 19 - Compressor com polia de seis pistas

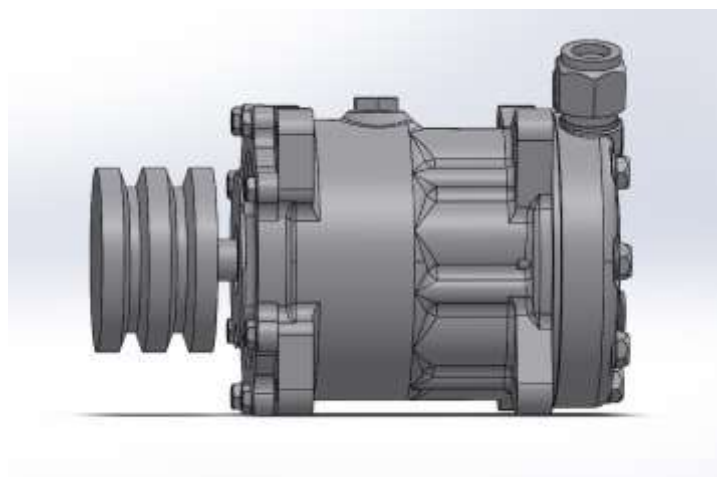


Figura 20 - Compressor com polia de duas pistas trapezoidais

Outro aspeto que é importante referir é que as cantoneiras que fixam o compressor ao estrado, possuem afinação para que as correias possam ser esticadas convenientemente, pois estas com o tempo iram dilatar. É possível observar essas afinações na Figura 21.

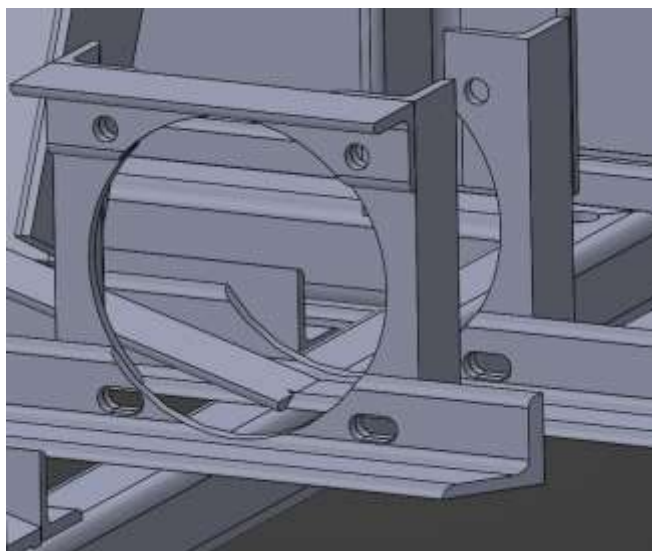


Figura 21 - Destaque dos furos rasgados na fixação do compressor para ajuste das correias

É também importante referir que o eixo do compressor tem de ficar paralelo ao eixo da polia com veio de transmissão, caso contrario, as correias irão sofrer desgaste superior ao normal acabando por se partirem e o rolamento do compressor irá sofrer forças que não era suposto sofrer, o que levará à sua danificação e por consequência à danificação do compressor.

O compressor usado na modelação 3D em *solidwords* foi adaptado de um obtido na plataforma *Grabcad* e foi desenhado por Andrew Rabbitt.

5.3. Condensador

O condensador irá ficar mais elevado, de maneira a estar mais exposto ao ar exterior não aquecido pelo funcionamento do trator. Desta forma potencia-se o aumento do rendimento no sistema de frio. O condensador irá também ser colocado inclinado, com um ângulo de aproximadamente 30° com a vertical (admitido), para que o ar quente, que resulta da troca de calor, seja dirigido para cima e não incida diretamente na caixa isotérmica. Para que o condensador possa ser montado como na Figura 22, é necessário que as cantoneiras verticais apresentem a resistência e a rigidez adequadas. Estima-se que o condensador possua um peso aproximado de 15 Kg. Assim, de maneira a verificar a rigidez das cantoneiras ao esforço, irão ser realizados alguns cálculos de flexão das cantoneiras, admitindo que o deslocamento máximo na extremidade é de $L/400$ ($\delta \leq \frac{L}{400}$) e que as cantoneiras são encastradas (soldadas) ao estrado. O perfil de cantoneira escolhido foi o $60 \times 60 \times 8 \text{ mm}$.

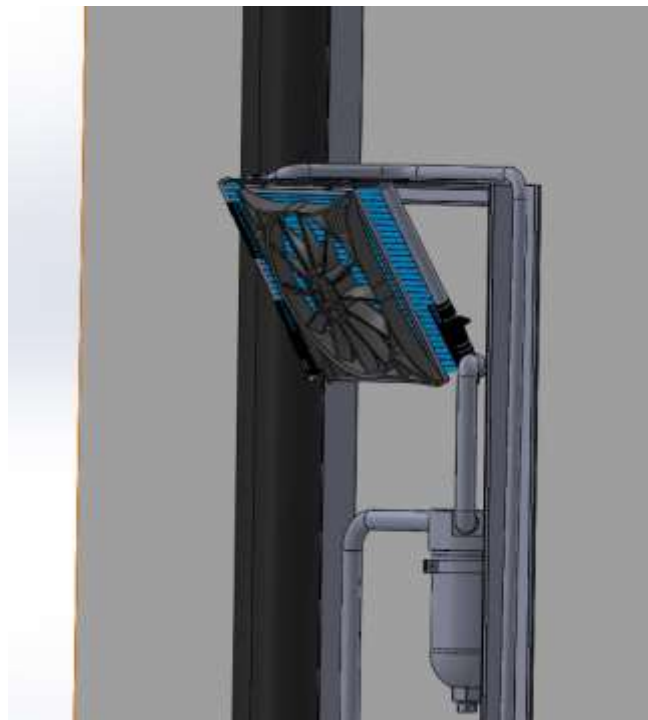


Figura 22 - Condensador

Dados:

$$P = 15 \times 9.81 = 147.15 \text{ N}$$

$$I_y = 461457.08 \text{ mm}^4 \approx 461457.08 \times 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$E = 210 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

- $\delta = \frac{P \times L^3}{3 \times E \times I}$ (fórmula do deslocamento numa viga encastrada)
- $\delta \leq \frac{L}{400}$

Então,

$$\frac{P \times L^3}{3 \times E \times I} \leq \frac{L}{400} \Leftrightarrow L \leq \sqrt{\frac{3 \times E \times I}{P \times 400}} \Leftrightarrow L \leq \sqrt{\frac{3 \times 210 \times 10^9 \times 461457.08 \times 10^{-12}}{147.15 \times 400}} \Leftrightarrow L \leq 2.22 \text{ m}.$$

O peso é distribuído pelas duas cantoneiras, mas por questões de projeto, aplica-se um coeficiente de segurança de dois ao não se dividir o peso pelas duas cantoneiras. Assim, o comprimento das cantoneiras irá ser L=2.20 metros. De realçar que, de maneira a tornar a estrutura mais rígida e resistente, irá ser colocada uma cantoneira apoiada no estrato e numa das cantoneiras verticais, de maneira a travar o movimento das cantoneiras verticais.

O condensador usado na modelação 3D em *solidworks* foi adaptado de um obtido na plataforma *Grabcad* e foi desenhado por Ruben Duque.

5.4. Filtro secador

O filtro secador pode ser colocado em vários locais, mas deve de ser colocado de maneira a facilitar a aplicação dos tubos que ligam os vários componentes do sistema. Por questões de projeto, optou-se por colocá-lo suspenso, preso com uma braçadeira à cantoneira vertical, como mostra a Figura 23, destacado a vermelho.

O filtro secado usado na modelação 3D em *solidworks* foi adaptado de um obtido na plataforma *Grabcad* e foi desenhado por Aram Avetisyan.

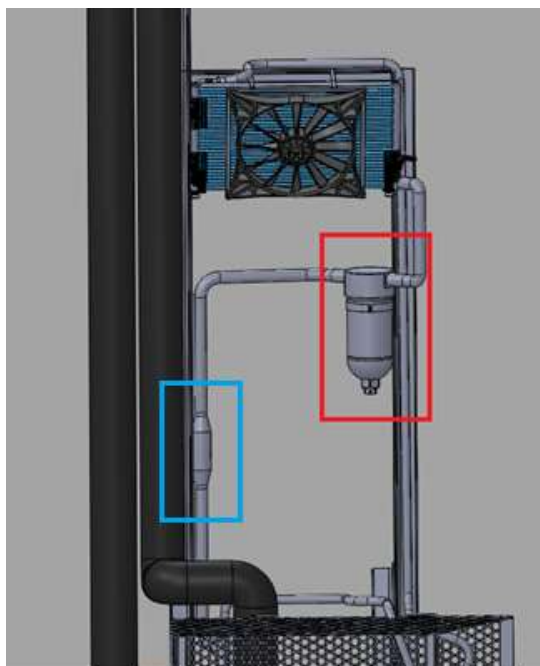


Figura 23 - Exemplo da localização do filtro secador e da válvula de orifício fixo

5.5. Válvula de orifício fixo

Tal como o filtro secador, a válvula de orifício fixo também não tem um local específico para ser colocada, apenas tem de ficar a seguir ao filtro secador e antes do evaporador. Poderá ser conveniente colocá-la o mais perto do evaporador possível, de maneira a que a tubagem entre a válvula e o evaporador seja o mais curta possível, reduzindo assim as trocas de calor com o ambiente. Poderá também ser conveniente isolar os tubos que ligam os vários componentes do sistema, reduzindo assim as trocas de calor. Pode-se observar esta válvula na Figura 23, destacada a azul.

5.6. Evaporador

O evaporador será colocado junto ao ventilador, preferencialmente depois deste. De realçar que todo este sistema do evaporador e ventilador já existe no automóvel, apenas é necessário transferi-lo para o estrado do reboque e adaptar os tubos de entrada e saída do ar pois estes variam de automóvel para automóvel.

O evaporador usado na modelação 3D em *solidworks* foi adaptado de um obtido na plataforma *Grabcad* e foi desenhado por Jose Luis Martin Medina.

5.7. Ventilador

Mais conhecido como ventilador do habitáculo, tem como função fazer circular o ar dentro do habitáculo, que no caso deste projeto, o habitáculo será a caixa isotérmica. Será necessário um cabo elétrico para levar energia elétrica de 12 volts ao ventilador, para que este possa funcionar. De realçar que antes do ventilador deve de ser instalado um filtro de habitáculo para que o ar, tanto o que vem do retorno como o que vem do ambiente, seja filtrado eliminando poeiras e partículas indesejadas ao sistema. De maneira a exemplificar este conjunto (filtro habitáculo, ventilador e evaporador), foi modelado em *solidworks* uma caixa (Figura 24) com estes componentes, de maneira a demonstrar, de forma simplificada, o sistema que está aplicado no automóvel.

O ventilador usado na modelação 3D em *solidworks* foi adaptado de um obtido na plataforma *Grabcad* e foi desenhado por Bruno Gusi.

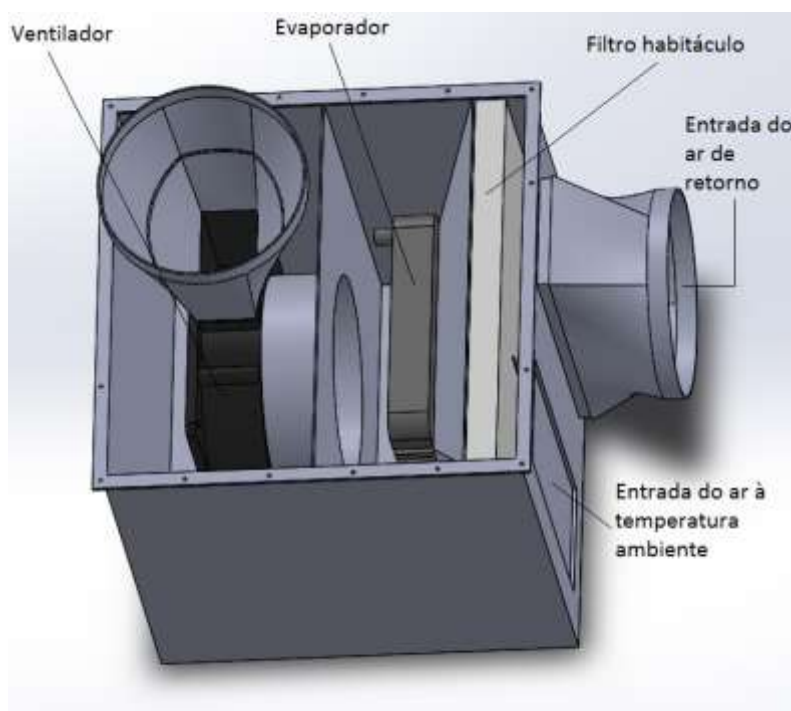


Figura 24 - Caixa exemplificativa do sistema do ventilador e evaporador

5.8. Apoio das chumaceiras

As chumaceiras necessitam de estar apoiadas e aparafusadas, neste caso, em cantoneiras construídas para o efeito, como se pode observar na Figura 25, onde estão realçadas a azul as cantoneiras de apoio. De maneira a garantir que as cantoneiras de apoio suportam os esforços

nelas aplicados, será calculado de seguida a força resultante desses esforços e a flexão das cantoneiras, que não poderá ultrapassar $L/400$.

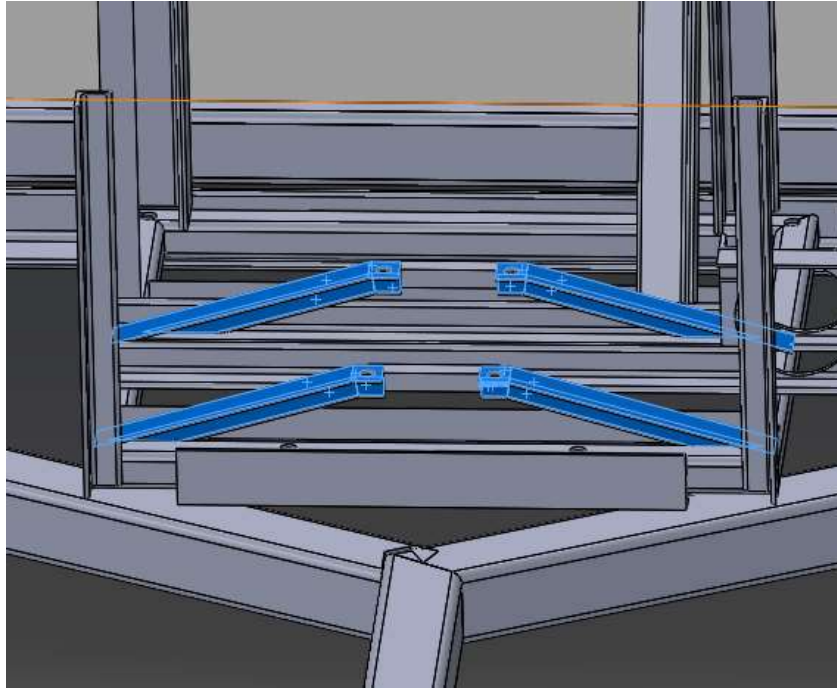


Figura 25 - Destaque das cantoneiras de apoio para as chumaceiras

Admitindo que F_R é perpendicular à barra, é possível aplicar a fórmula do deslocamento numa viga encastrada e assim está-se a fazer uma majoração, pois a força ser perpendicular à barra é a pior situação possível. Assim, a força resultante, sabendo que: $F_b = 1.25 \text{ kN}$; $m_{chumaceira} \approx 1.6 \text{ Kg}$; $m_{polia+veio} \approx 25 \text{ Kg}$ e $g = 9.81 \text{ m/s}^2$, é:

$$\left\{ \begin{array}{l} F = \frac{F_b}{4 \text{ cantoneiras}} = \frac{1.25}{4} = 0.320 \text{ kN} = 320 \text{ N} \\ P = \frac{(2 \times m_{chumaceira} + m_{polia+veio}) \times g}{4 \text{ cantoneiras}} = \frac{(2 \times 1.6 + 25) \times 9.81}{4} = 70 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$F_R^2 = P^2 + F^2 \leftrightarrow F_R = \sqrt{70^2 + 320^2} \leftrightarrow F_R = 328 \text{ N}$$

De realçar que esta força é suportada pelas quatro cantoneiras de apoio, mas por questões de segurança irá ser aplicado um coeficiente de segurança de quatro e assim irão ser realizados os cálculos como se a força fosse suportada apenas por uma cantoneira.

Sabendo a força resultante e sabendo que o perfil de cantoneira escolhido é o $35 \times 35 \times 5 \text{ mm}$, é possível calcular o deslocamento da viga.

Dados:

$$F_R = 328 \text{ N}$$

$$I_y = 52716 \text{ mm}^4 \approx 52716 \times 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$E = 210 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$L = 0.3 \text{ m}$$

Assim,

$$\bullet \quad \delta = \frac{F_R \times L^3}{3 \times E \times I} = \frac{328 \times 0.3^3}{3 \times 210 \times 10^9 \times 52716 \times 10^{-12}} = 0.3 \times 10^3 \text{ m} \cong 0.3 \text{ mm}$$

$$\bullet \quad \delta \leq \frac{L}{400} = \frac{300}{400} = 0.75 \text{ mm}$$

Logo, a cantoneira irá suportar os esforços, pois o deslocamento ($\delta = 0.3 \text{ mm}$) é menor do que $L/400$, que é 0.75 mm .

5.9. Rede de proteção

Dado que existem componentes do sistema em movimento de rotação, é necessário, por questões de segurança, restringir o acesso a esses componentes, nomeadamente ao compressor e à polia com veio de transmissão. A solução encontrada corresponde à utilização de uma rede de proteção, com 3 mm de espessura, à volta da maioria dos componentes do sistema. A rede terá o objetivo de proteger os componentes do sistema de fatores externos, como ramos de árvores, e, simultaneamente, proteger o operador, Figura 26. As redes devem ser soldadas às quatro cantoneiras verticais realçadas a azul na Figura 27, exceto a rede superior, onde devem ser instaladas duas dobradiças na parte de trás para que se tenha acesso aos componentes do sistema sempre que for necessário, como se pode observar na Figura 28.

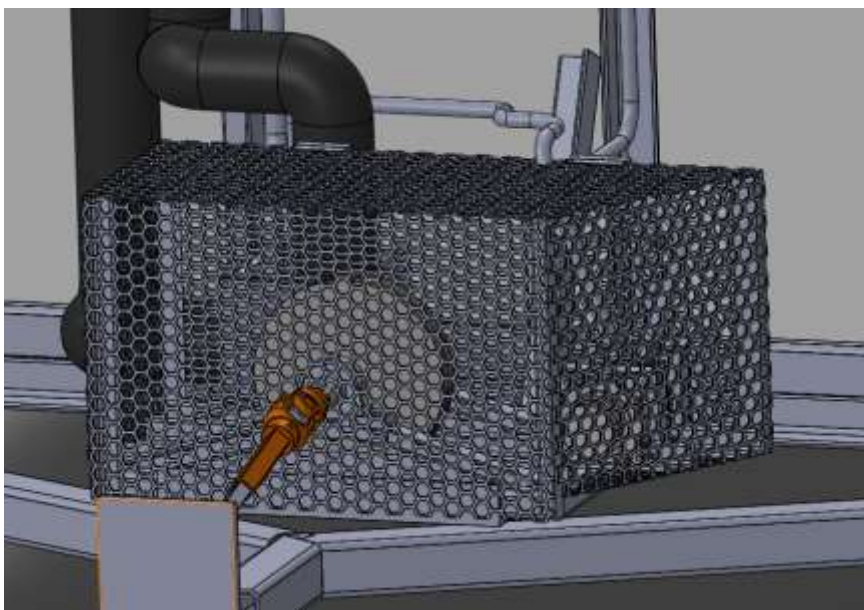


Figura 26 - Rede de proteção

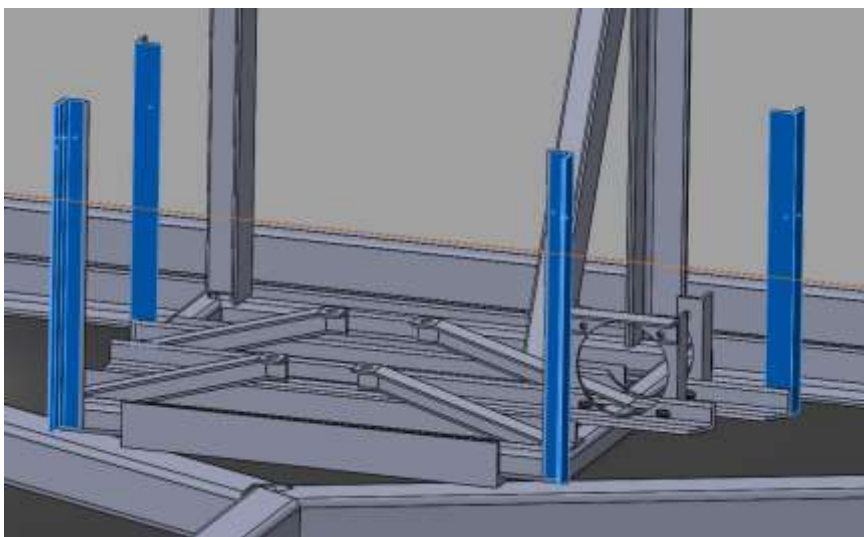


Figura 27 - Cantoneiras verticais para fixação das redes de proteção

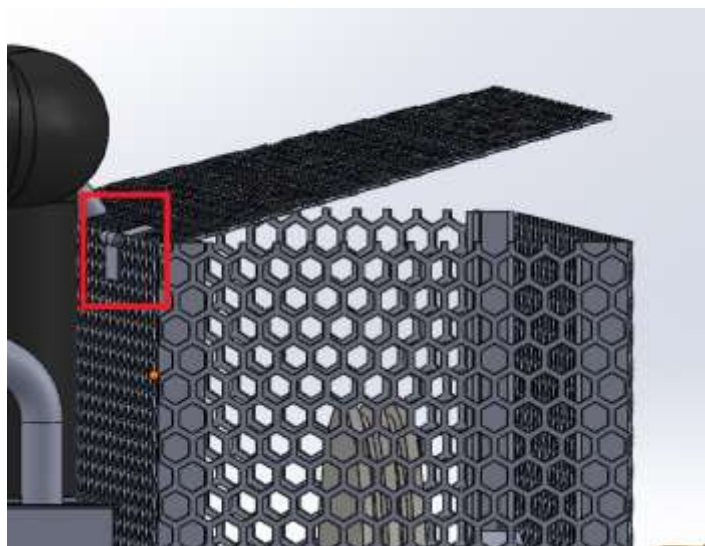


Figura 28 - Destaque da localização das dobradiças na rede superior de proteção

5.10. Conduitas de insuflação e de retorno

Depois do ar passar pelo evaporador e ser refrigerado, este tem de ser conduzido para dentro da caixa isotérmica, pela conduta de insuflação. A dimensão desta conduta é calculada mantendo o caudal e as perdas de carga na conduta iguais à sua situação original, no automóvel. É importante manter o caudal e as perdas de carga porque os equipamentos, estão projetados para trabalhar nessas condições e assim será evitado a sua danificação. Dentro da caixa isotérmica existirão difusores (saídas das condutas), instalados na conduta de insuflação, com o objetivo de distribuir pela caixa isotérmica o ar refrigerado. Irão ser admitidos cinco difusores para a conduta de insuflação e cinco entradas para a conduta de retorno, como se pode observar na Figura 29.

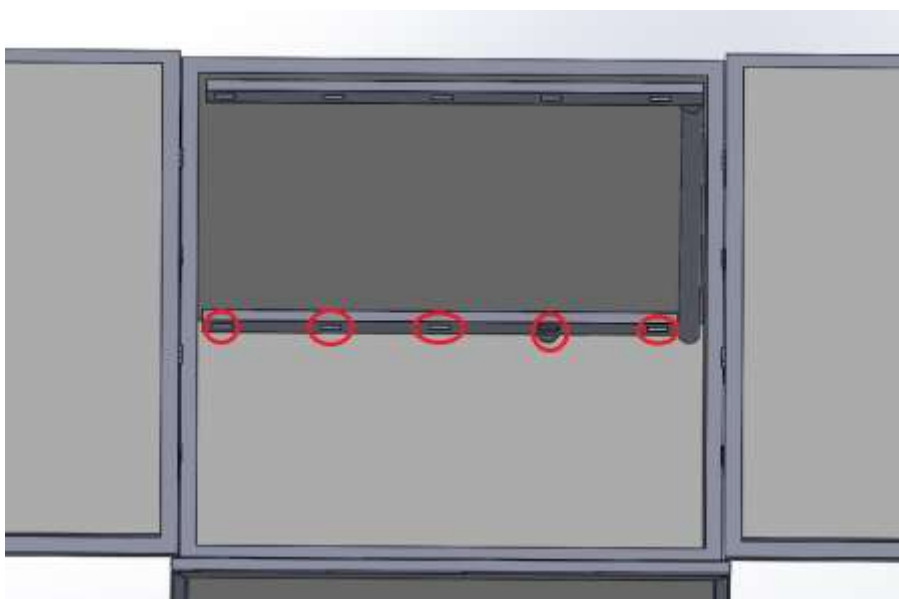


Figura 29 - Destaque dos difusores na conduta de insuflação

Num artigo publicado pela EDP Sciences, 2016, [14], foram medidas as velocidades numa conduta improvisada (ligada à saída do ventilador), com a mesma área de secção que a saída do ventilador para o habitáculo, obtendo-se um tubo com 150 mm de diâmetro e as velocidades a várias distâncias do centro desse tubo, como exemplificado na Figura 30. Sendo o verão o caso mais crítico e a estação do ano em que o sistema irá ser mais utilizado, é possível observar na Figura 31 a distribuição de velocidades no tubo.

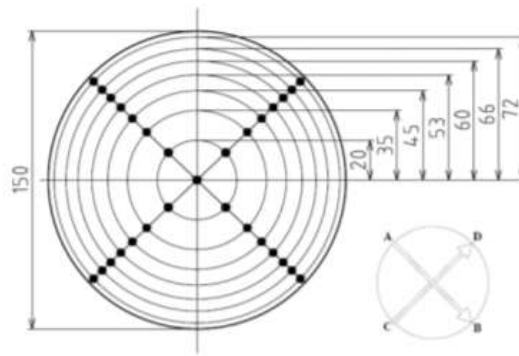


Figura 30 - Localização dos vários pontos de medição da velocidade do ar no tubo de Ø150 mm [14]

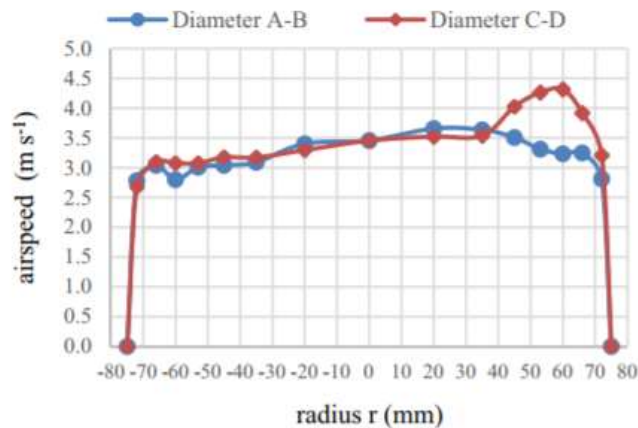


Figura 31 - Distribuição de velocidades no caso do verão, [14]

Como se pode observar na Figura 31, a velocidade varia entre 2.5 m/s e 3.5 m/s na sua grande maioria, assim irá ser admitida uma velocidade média de 3 m/s.

As perdas de carga (ΔP) ao longo da conduta calculam-se utilizando a equação de Darcy-Weisbach [15], que relaciona o fator de atrito (f) que é obtido utilizando o diagrama de Moody, o

comprimento do tubo (L), o diâmetro do tubo (D), a velocidade do ar (v) e a aceleração da gravidade ($g=9.81 \text{ m/s}^2$).

$$\Delta P = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2 \times g}$$

O caudal volúmico é calculado multiplicando a área da secção do tubo (A) pela velocidade do ar (v).

$$Q = A \times v$$

Como o objetivo é manter as mesmas perdas de carga e o mesmo caudal que no automóvel, irá ser feita uma igualdade com as duas equações anteriores, nas condições iniciais do automóvel (1) e nas condições do projeto da dissertação (2).

$$\begin{cases} \Delta P_1 = \Delta P_2 \\ Q_1 = Q_2 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} f_1 \times \frac{L_1}{D_1} \times \frac{v_1^2}{2 \times g} = f_2 \times \frac{L_2}{D_2} \times \frac{v_2^2}{2 \times g} \\ A_1 \times v_1 = A_2 \times v_2 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} f_1 \times \frac{L_1}{D_1} \times v_1^2 = f_2 \times \frac{L_2}{D_2} \times v_2^2 \\ \pi \times \frac{D_1^2}{4} \times v_1 = \pi \times \frac{D_2^2}{4} \times v_2 \end{cases}$$

Sabendo as condições iniciais é possível simplificar as equações.

$$\rightarrow L_1 = 2 \text{ m (admitido com base no artigo [15])}$$

Condições iniciais:

$$\rightarrow D_1 = 0.150 \text{ m}$$

$$\rightarrow v_1 = 3 \text{ m/s}$$

O f_1 é obtido através do diagrama de Moody e para isso é necessário calcular a rugosidade relativa ($\frac{\varepsilon}{D}$, em que ε é a rugosidade da conduta) e o número de Reynolds ($Re = \frac{D \times v \times \rho}{\mu}$, em que ρ é a massa volúmica do ar e μ é a viscosidade dinâmica do ar). Sabendo que a rugosidade da conduta, sendo esta de plástico, é 0.0025 mm (retirado do diagrama de Moody), a massa volúmica do ar a 20°C é 1.2 Kg/m^3 e a viscosidade dinâmica do ar é $18.20 \times 10^{-6} \text{ (Pa} \times \text{s)}$, [15], é possível, utilizando as condições iniciais, descobrir o fator de atrito pelo gráfico de Moody, Figura 38 em anexo.

$$\begin{cases} \frac{\varepsilon}{D_1} = \frac{0.0025}{0.150} = 0.017 \\ Re = \frac{D_1 \times v_1 \times \rho}{\mu} = \frac{0.150 \times 3 \times 1.2}{18.20 \times 10^{-6}} = 29670 \approx 30000 \end{cases} \Rightarrow \text{Do diagrama obtém-se um fator de atrito de aproximadamente } 0.047.$$

Como se pode observar, e admitindo que a rugosidade da conduta irá ser igual à das condutas no automóvel, o fator de atrito depende da velocidade e do diâmetro da conduta, assim, como uma primeira iteração, é possível admitir que o fator de atrito irá ser igual nos dois casos, ou seja, $f_1 = f_2$ e assim é possível encontrar uma velocidade para o ar e um diâmetro de conduta que garanta as mesmas perdas de carga e o mesmo caudal que na situação inicial.

O comprimento da conduta no caso do projeto, L_2 , irá ser admitido o dobro do que no caso do automóvel, o que não deve de ser muito distante da realidade, assim, $L_2 = 2 \times L_1 = 4 \text{ m}$.

Assim:

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{aligned} f_1 \times \frac{L_1}{D_1} \times v_1^2 &= f_2 \times \frac{L_2}{D_2} \times v_2^2 \\ \pi \times \frac{D_1^2}{4} \times v_1 &= \pi \times \frac{D_2^2}{4} \times v_2 \end{aligned} \right\} \Leftrightarrow \left\{ \begin{aligned} \frac{L_1}{D_1} \times v_1^2 &= \frac{2 \times L_1}{D_2} \times v_2^2 \\ D_1^2 \times v_1 &= D_2^2 \times v_2 \end{aligned} \right\} \Leftrightarrow \left\{ \begin{aligned} \frac{v_1^2}{D_1} &= \frac{2 \times v_2^2}{D_2} \\ v_2 &= \frac{D_1^2 \times v_1}{D_2^2} \end{aligned} \right. \\ & \Leftrightarrow \left\{ \frac{v_1^2}{D_1} = \frac{2 \times \left(\frac{D_1^2 \times v_1}{D_2^2} \right)^2}{D_2} \right\} \Leftrightarrow \left\{ \frac{D_2^5}{D_1} = 2 \times D_1^4 \right\} \Leftrightarrow \left\{ D_2 = \sqrt[5]{2 \times D_1^5} \right\} \Leftrightarrow \left\{ D_2 = \sqrt[5]{2 \times 0.150^5} \right\} \\ & \Leftrightarrow \left\{ \begin{aligned} D_2 &= 0.172 \text{ m} \\ v_2 &= \frac{D_1^2 \times v_1}{D_2^2} \end{aligned} \right\} \Leftrightarrow \left\{ \begin{aligned} D_2 &= 0.172 \text{ m} \\ v_2 &= \frac{0.150^2 \times 3}{0.172^2} \end{aligned} \right\} \Leftrightarrow \left\{ \begin{aligned} D_2 &= 0.172 \text{ m} \\ v_2 &= 2.3 \text{ m/s} \end{aligned} \right. \end{aligned}$$

Como segunda iteração, irá ser introduzido no diagrama de Moody uma rugosidade relativa e um número de Reynolds usando o diâmetro e a velocidade obtidos na primeira iteração, assim:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\varepsilon}{D_1} &= \frac{0.0025}{0.172} = 0.015 \\ Re = \frac{D_1 \times v_1 \times \rho}{\mu} &= \frac{0.172 \times 2.3 \times 1.2}{18.20 \times 10^{-6}} = 26084 \approx 26000 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \text{Devido à falta de precisão do diagrama de}$$

Moody e devido à proximidade dos valores de rugosidade relativa, obtém-se do diagrama, (Figura 39 em anexo), que o fator de atrito é muito próximo de f_1 , logo é possível admitir que f_1 é uma boa aproximação para f_2 e assim o diâmetro da conduta irá ser 0.172 m e a velocidade do ar irá ser 2.3 m/s. Como não são fabricados tubos com 172 mm de diâmetro, é necessário escolher um tamanho normalizado, 170 mm. Assim, as perdas de carga e a velocidade irão aumentar um pouco, acabando por não ser uma mudança significativa devido à reduzida diferença entre os diâmetros.

De realçar que apenas se teve em conta as perdas de carga distribuídas, admitindo que as perdas de carga localizadas são iguais nas duas situações, automóvel e projeto considerado nesta dissertação.

A conduta de retorno irá ter a mesma dimensão da conduta de insuflação, visto que não se justifica alterar as dimensões.

As condutas dentro da caixa isotérmica, serão dispostas de maneira a ocupar o menor espaço útil possível, e por isso serão colocadas junto ao teto da caixa. A conduta de insuflação será colocada junto à parte da frente da caixa e a conduta de retorno irá ser colocada junto à parte de trás, pois assim, o ar refrigerado que sai da conduta de insuflação junto ao teto irá descer até ao chão da caixa e nesse espaço de tempo irá aquecer, o que o fará subir novamente até ao teto e até à conduta de retorno, como está ilustrado na Figura 32.



Figura 32 - Ilustração do percurso do ar dentro da caixa isotérmica

Existirá uma parte das condutas que estará fora da caixa isotérmica, exposta a temperaturas mais elevadas do que o interior da caixa. Assim, é necessário isolar essa parte das condutas para que as trocas de calor sejam mínimas, como se pode ver na Figura 33.

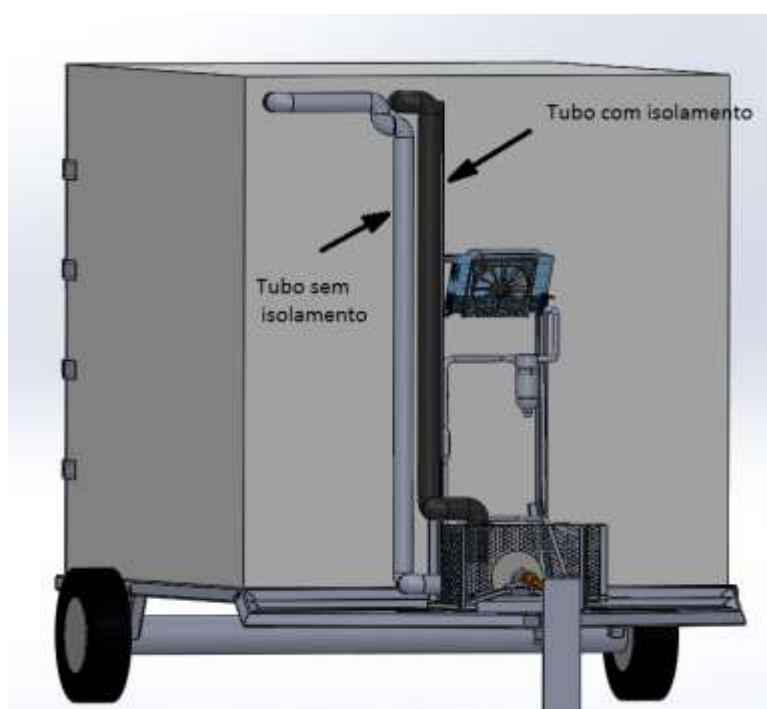


Figura 33 - Tubos de insuflação e de retorno isolados

De realçar que ambos os tubos devem ser isolados, na figura acima foi retirado o isolamento do tubo de retorno apenas para realçar o isolamento do tubo de insuflação.

De maneira a estimar as perdas de calor pelo isolamento dos tubos, será calculado o raio crítico de isolamento (R_{cr}) e de seguida o fluxo de calor transmitido pelo isolamento (\dot{Q}), no caso da conduta de insuflação e de retorno. É necessário calcular R_{cr} para garantir que a espessura de isolamento usada cumpre a função de diminuir o fluxo de calor e não de o aumentar. A utilização de um raio de isolamento inadequado pode aumentar \dot{Q} devido ao aumento da área exterior (onde ocorrem as trocas de calor) e por consequência o aumento da contribuição da convecção de calor para o ambiente. [16]

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln\left(\frac{R_{iso}}{R_1}\right)}{2 \times \pi \times L \times k_{iso}} + \frac{1}{2 \times \pi \times R_{iso} \times L \times h_e}} \quad [5]$$

Em que T_1 , T_2 e T_∞ serão, respetivamente, as temperaturas: no interior da conduta de retorno (irá ser admitido uma temperatura do ar de retorno de 25°C), no interior da conduta de insuflação (12°C) e no exterior (32°C); k_{iso} será a condutibilidade térmica do isolamento ($k_{iso}=0.033$ W/(m·k) , [17],); e será a espessura do isolamento (que irá ser admitida 9 mm se se verificar a sua viabilidade); R_1 será o raio exterior do tubo ($\frac{170}{2} = 85$ mm); R_{iso} será o raio exterior ($R_1 + e$); L o comprimento do tubo e h_e o coeficiente de transferência de calor ($h_e = 8$ W/(m² · k)) para convecção natural) . Podem-se observar na Figura 34 algumas destas variáveis.

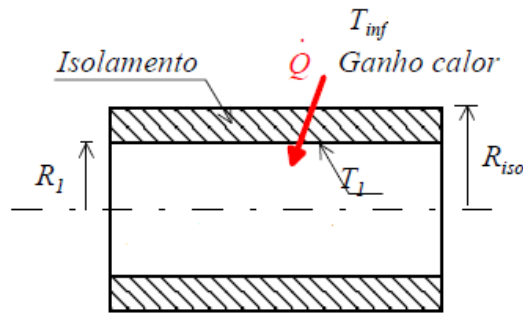


Figura 34 - Exemplo figurativo de uma conduta (adaptado)[16]

Para descobrir o raio crítico é necessário saber o valor de R_{iso} a partir do qual, a taxa de transferência de calor começa a diminuir. Determina-se fazendo a derivada de \dot{Q} em ordem a R_{iso} e igualando a zero.

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial R_{iso}} = 0$$

$$\Leftrightarrow \frac{\partial \dot{Q}}{\partial R_{iso}} = - \frac{T_1 - T_\infty}{\left(\frac{\ln\left(\frac{R_{iso}}{R_1}\right)}{2 \times \pi \times L \times k_{iso}} + \frac{1}{2 \times \pi \times R_{iso} \times L \times h_e} \right)^2} \times \left(\frac{\frac{1}{R_{iso}}}{2 \times \pi \times L \times k_{iso}} - \frac{\frac{1}{R_{iso}^2}}{2 \times \pi \times L \times h_e} \right) = 0$$

Ficando,

$$\left(\frac{\frac{1}{R_{iso}}}{2 \times \pi \times L \times k_{iso}} - \frac{\frac{1}{R_{iso}^2}}{2 \times \pi \times L \times h_e} \right) = 0 \Rightarrow \left(\frac{1}{k_{iso}} - \frac{1}{R_{iso} h_e} \right) = 0$$

Chamando R_{cr} ao valor de R_{iso} , temos: $R_{cr} = \frac{k_{iso}}{h_e}$.

Para que o isolamento cumpra a sua função de diminuir \dot{Q} , $R_{iso} > R_{cr}$.

$$R_{cr} = \frac{k_{iso}}{h_e} = \frac{0.033}{8} \cong 0.0041 \cong 4.1 \text{ mm}$$

Assim, pode-se concluir que o isolamento que foi admitido com uma espessura de 9 mm é viável pois: $R_{iso} = R_1 + e = 85 + 9 = 94 > 4.1 \text{ mm}$. É possível concluir também que, para raios em que o raio do tubo (R_1) seja superior ao raio crítico (R_{cr}), qualquer espessura de isolamento irá diminuir o fluxo de calor (\dot{Q}).

Calculando \dot{Q} ,

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty} - T_1}{\frac{\ln\left(\frac{R_{iso}}{R_1}\right)}{2 \times \pi \times L \times k_{iso}} + \frac{1}{2 \times \pi \times R_{iso} \times L \times h_e}} \quad (\text{para } T_1 < T_{\infty})$$

Admitindo que o comprimento das condutas com isolamento é metade do seu comprimento total, ou seja, $L=2 \text{ m}$.

- $\dot{Q} = \frac{T_{\infty} - T_1}{\frac{\ln\left(\frac{R_{iso}}{R_1}\right)}{2 \times \pi \times L \times k_{iso}} + \frac{1}{2 \times \pi \times R_{iso} \times L \times h_e}} = \frac{32 - 12}{\frac{\ln\left(\frac{0.085}{0.085}\right)}{2 \times \pi \times 2 \times 0.033} + \frac{1}{2 \times \pi \times 0.085 \times 2 \times 8}} = 170.9 \text{ W}$ (sem isolamento)
- $\dot{Q} = \frac{T_{\infty} - T_1}{\frac{\ln\left(\frac{R_{iso}}{R_1}\right)}{2 \times \pi \times L \times k_{iso}} + \frac{1}{2 \times \pi \times R_{iso} \times L \times h_e}} = \frac{32 - 12}{\frac{\ln\left(\frac{0.094}{0.085}\right)}{2 \times \pi \times 2 \times 0.033} + \frac{1}{2 \times \pi \times 0.094 \times 2 \times 8}} = 57.4 \text{ W}$ (com isolamento de espessura 9 mm, conduta de insuflação)
- $\dot{Q} = \frac{T_{\infty} - T_1}{\frac{\ln\left(\frac{R_{iso}}{R_1}\right)}{2 \times \pi \times L \times k_{iso}} + \frac{1}{2 \times \pi \times R_{iso} \times L \times h_e}} = \frac{25 - 12}{\frac{\ln\left(\frac{0.094}{0.085}\right)}{2 \times \pi \times 2 \times 0.033} + \frac{1}{2 \times \pi \times 0.094 \times 2 \times 8}} = 37.3 \text{ W}$ (com isolamento de espessura 9 mm, conduta de retorno)

$$P_{diss. \text{ cond.}}(\%) = \frac{(57.4 + 37.3) \times 100}{9000} = 1 \%$$

Assim, a potência dissipada pelas condutas será de $57.4 \text{ W} + 37.3 \text{ W} = 94.7 \text{ W}$, o que comparado com a potência de aproximadamente 9000 W do sistema, é aproximadamente 1%.

6. Discussão de resultados e conclusões

Nesta dissertação, o objetivo era reutilizar um sistema de frio de um automóvel ou sistema de ar condicionado, de maneira a adaptá-lo num reboque agrícola e numa caixa isotérmica que também poderia ser reaproveitada, com o objetivo de refrigerar, ou pré-refrigerar, frutas ou legumes na sua colheita, submetendo-os a temperaturas mais baixas que a temperatura exterior e retardando assim a sua degradação. Com os estudos e cálculos realizados, conclui-se que é possível reutilizar o sistema de ar condicionado automóvel para este fim, realizando algumas alterações e ajustamentos que ao longo da dissertação foram descritos. A maior dificuldade que será encontrada na adaptação do sistema, será, provavelmente, a adaptação do conjunto (ventilador, filtro de habitáculo e evaporador), devido à sua montagem complexa no automóvel. Outra dificuldade será, por exemplo, a adaptação da tubagem por onde circula o líquido/gás refrigerante e que liga os vários componentes do sistema. Nos automóveis, essa tubagem é maioritariamente fabricada de alumínio, o que dificultará a sua moldagem a novas formas sem a danificar e que, em alguns casos, terá de ser completamente substituída.

Verificou-se que as perdas de calor são relativamente baixas na caixa isotérmica e nas condutas, correspondendo a aproximadamente 1% da potência do sistema de ar condicionado automóvel. Assim, concluiu-se que, através deste sistema é possível manter uma caixa isotérmica de 18.6 m^3 a 12°C considerando uma temperatura no exterior de 32°C e utilizando a energia disponível na tomada de força dos tratores agrícolas convencionais. É importante referir que, para além de ser possível refrigerar a caixa isotérmica com este sistema, é possível refrigera-lo com um tempo de resposta satisfatório, dando ao projeto ainda mais relevância.

Para além do sistema de ar condicionado automóvel, será necessário dispor de outros componentes, nomeadamente para o sistema de transmissão da tomada de força para o compressor do sistema. Destaca-se a necessidade da utilização de duas chumaceiras, o veio de transmissão com uma extremidade igual ao veio da tomada de força e com a polia maior, as correias de transmissão e a polia menor para o compressor.

O trabalho desenvolvido nesta dissertação serve de suporte a um futuro projeto deste tipo. Esta dissertação não servirá de projeto propriamente dito porque todos os sistemas de ar condicionado e todos os componentes desses sistemas têm dimensões diferentes, o que fará com que seja necessário adaptar o projeto presente nesta dissertação ao sistema de ar condicionado que será utilizado. De maneira a dar uma ideia geral sobre as dimensões em causa, poderão ser consultadas em anexo algumas figuras com as dimensões gerais do compressor (Figura 40), sistema de transmissão (Figura 41) e da caixa isotérmica utilizada (Figura 42).

Referências

- [1] <http://www.energy.gov/articles/history-air-conditioning> (Paul Lester, publicado em 20 de julho de 2015 e consultado em janeiro de 2017)
- [2] Daly, S., *Automotive Air Conditioning and Climate Control Systems*, Elsevier, 2006
- [3] <https://goo.gl/Vgjsnb> (consultado em janeiro de 2018)
- [4] http://www.sanden.com/objects/FLX7_2008.pdf (Catálogo Sanden, consultado em Abril de 2017)
- [5] https://en.wikipedia.org/wiki/Coefficient_of_performance (COP, consultado em Abril de 2017)
- [6] K.L Carter, G. G Haselden, *Reducing running costs in air conditioning*, International Journal of Refrigeration, Volume 22, Elsevier, 1999
- [7] <http://www.renault.pt/gama/transformados/veiculos-transformados/caixas-isotermicas-frigorificas.jsp> (informação sobre caixas isotérmicas, consultado em março de 2017)
- [8] Santos, C., Matias, L., *Coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios*, LNEC, 2006
- [9] Cruz, João., *Ensaio térmico de um veículo sob temperatura controlada*, ISEL, 2009 (Dissertação de mestrado)
- [10] M. M. Abbott, H. C. Van Ness, J. M. Smith, *Introdução à Termodinâmica na Engenharia Química*, 7ª Edição, 2007
- [11] Halliday, D., Resnick, R., Walker, J., *Fundamentos de física*, 8ª edição, vol. 2, editora LTC
- [12] Peça, José Oliveira, *Tomada de força e serviço externo do sistema hidráulico do trator*, Universidade de Évora, 2012
- [13] <http://i149.photobucket.com/albums/s72/Xeniors/n6spliine.jpg> (imagem do veio da tomada de força do trator, consultado em Maio de 2017)
- [14] Fojtlín, M., Planka, M., Fišer, J., Pokorný, J., Jícha, M., *Airflow Measurement of the Car HVAC Unit Using Hot-wire Anemometry*, EDP Sciences, 2016
- [15] Bombardelli, F. A., García, M. H. (2003). *Hydraulic Design of Large-Diameter Pipes*, J. Hydraul. Eng., 129(11), 839-846
- [16] Oliveira, P.J., *Condução estacionária: Raio crítico de isolamento*, Universidade da Beira Interior, 2014
- [17] Isover, <https://www.isover.pt/produtos/tubagens-armaflex-af> (informação da espessura e condutividade térmica do isolamento para as condutas de insuflação e retorno, consultado em setembro de 2017)

Anexos

Tabela 2 - Coeficiente de correção de potência, FONTE: Catálogo VECO TRANSMISSIONS (adaptado)

DRIVE POWER		Electric motor with Cs / Cn * 2 Heat engine with 2 or more cylinders			Electric motor with Cs / Cn >2 Heat engine with 1 cylinder only		
Power operating machines	Rating	8 hrs	16 hrs	24 hrs	8 hrs	16 hrs	24 hrs
LOW INERTIA : Rotary machine tools, light conveyors, agitators, small fans, centrifugal pumps.		1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
AVERAGE INERTIA : Alternators, alternate machine tools, large conveyors, fans.		1,1	1,2	1,3	1,3	1,4	1,5
HIGH INERTIA : Hammer mills, mixers, piston pumps, wood cutting machines, paper mill machines.		1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
VERY HIGH INERTIA : Rotary crushers, cylinder crushers, jar mills, roller mills.		1,3	1,4	1,5	1,7	1,8	1,9

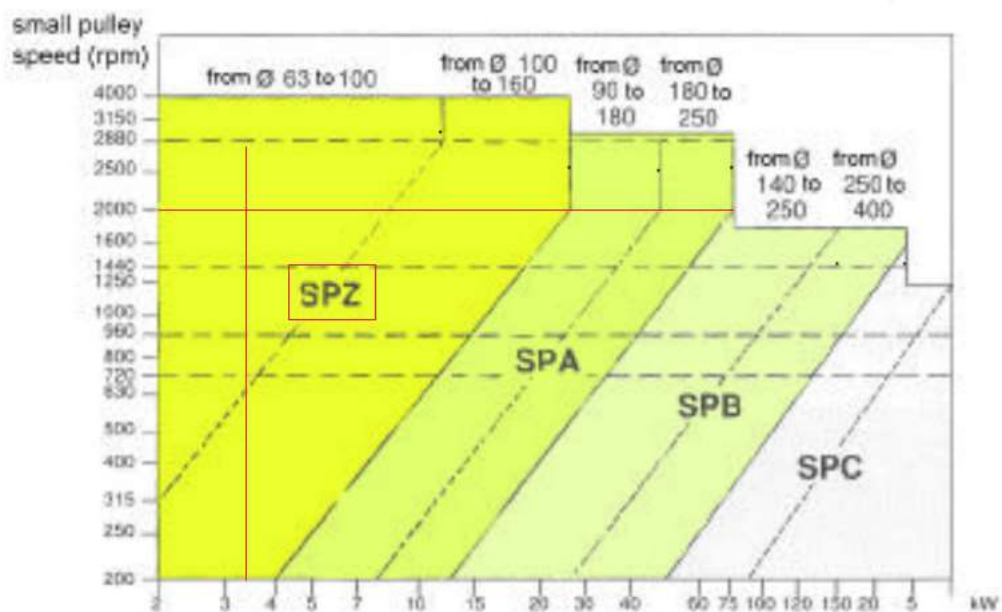


Figura 35 – Gráfico para escolha do tipo de correia, FONTE: Catálogo VECO TRANSMISSIONS (adaptado)

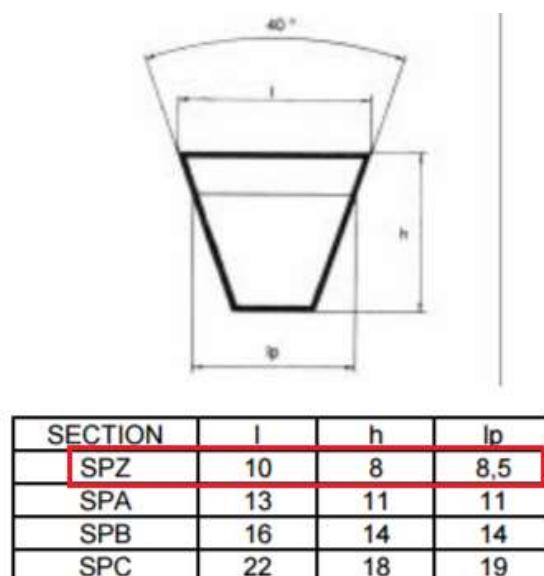


Figura 36 - Dados técnicos da secção transversal das correias, FONTE: Catálogo VECO TRANSMISSIONS (adaptado)

Tabela 3 - Comprimentos fabricados de correias do tipo SPZ, FONTE: Catálogo COLMANT CUELIER (adaptado)

SPZ (10 x 8)				
587	937	1312	1800	3250
612	950	1320	1850	3350
630	962	1332	1900	3450
657	975	1337	1950	3550
670	987	1360	2000	3650
687	1000	1387	2030	3850
710	1012	1400	2060	
722	1020	1420	2120	
725	1030	1437	2137	
737	1037	1450	2180	
750	1060	1462	2240	
762	1090	1487	2280	
772	1112	1500	2300	
787	1120	1512	2360	
800	1137	1537	2430	
812	1150	1550	2500	
837	1162	1562	2580	
850	1180	1587	2650	
862	1220	1600	2720	
875	1237	1650	2800	
887	1250	1700	2900	
900	1262	1732	3000	
912	1280	1737	3070	
925	1287	1750	3150	
Lp = li + 37				
Lp = le - 13				
Weight / metre				
0,070 kg				

Tabela 4 - Potência suportada pela correia, FONTE: catálogo COLMANT CUVELIER
(adaptado)

Power rating for a V-belt (SPZ section) :																							
Small pulley	Ratio	400		720		960		1440		2000		2880		3600		4500		5000		5500		6000	
		Kw	CV	Kw	CV	Kw	CV	Kw	CV	Kw	CV	Kw	CV	Kw	CV	Kw	CV	Kw	CV	Kw	CV	Kw	CV
71	1,00 → 1,05	0,53	0,72	0,83	1,12	1	1,36	1,48	2,01	1,89	2,57	2,42	3,29	2,83	3,85	3,19	4,33	3,36	4,57	3,48	4,73	3,54	4,81
	1,06 → 1,20	0,59	0,8	0,94	1,28	1,12	1,52	1,59	2,17	2,12	2,89	2,71	3,69	3,19	4,33	3,66	4,97	3,89	5,3	4,01	5,46	4,13	5,82
	1,21 → 1,50	0,59	0,8	0,94	1,28	1,12	1,52	1,55	2,25	2,18	2,97	2,83	3,85	3,36	4,57	3,89	5,3	4,13	5,82	4,31	5,86	4,43	6,02
	1,51 → 3,00	0,65	0,88	1	1,36	1,24	1,69	1,77	2,41	2,3	3,13	3,01	4,09	3,54	4,81	4,07	5,54	4,31	5,86	4,54	6,18	4,72	6,42
75	1,00 → 1,05	0,59	0,8	0,89	1,2	1,18	1,6	1,65	2,25	2,12	2,89	2,83	3,85	3,25	4,41	3,66	4,97	3,89	5,3	4,13	5,62	4,19	5,7
	1,06 → 1,20	0,65	0,88	1	1,36	1,3	1,77	1,77	2,41	2,36	3,21	3,07	4,17	3,6	4,89	4,19	5,7	4,43	6,02	4,66	6,34	4,78	6,5
	1,21 → 1,50	0,65	0,88	1	1,36	1,36	1,85	1,83	2,49	2,48	3,37	3,25	4,41	3,78	5,14	4,37	5,94	4,66	6,34	4,96	6,74	5,07	6,9
	1,51 → 3,00	0,71	0,96	1	1,36	1,42	1,93	1,89	2,57	2,54	3,45	3,36	4,57	3,95	5,38	4,54	6,18	4,84	6,58	5,19	7,06	5,37	7,3
80	1,00 → 1,05	0,65	0,88	1,06	1,44	1,36	1,85	1,89	2,57	2,48	3,37	3,25	4,41	3,84	5,22	4,37	5,94	4,6	6,26	4,78	6,5	4,9	6,66
	1,06 → 1,20	0,71	0,96	1,12	1,52	1,48	2,01	2,01	2,73	2,71	3,69	3,54	4,81	4,19	5,7	4,84	6,58	5,07	6,9	5,31	7,22	5,49	7,46
	1,21 → 1,50	0,71	0,96	1,12	1,52	1,48	2,01	2,07	2,81	2,71	3,69	3,72	5,06	4,37	5,94	5,02	6,82	5,37	7,3	5,61	7,62	5,78	7,86
	1,51 → 3,00	0,71	1,04	1,18	1,6	1,53	2,09	2,12	2,89	2,83	3,85	3,78	5,14	4,54	6,18	5,19	7,06	5,55	7,54	5,84	7,94	6,02	8,18
(. . .)																							
180	1,00 → 1,05	2,12	2,89	3,6	4,89	4,66	6,34	6,73	9,15	8,73	11,9	11,2	15,2	12,5	17	10	17,7						
	1,06 → 1,20	2,18	2,97	3,66	4,97	4,72	6,42	6,9	9,39	8,97	12,2	11,4	15,6	12,9	17,8	13,5	18,3						
	1,21 → 1,50	2,18	2,97	3,66	4,97	4,78	6,5	6,96	9,47	9,03	12,3	11,6	15,8	13,1	17,8	13,6	18,5						
	1,51 → 3,00	2,24	3,05	3,72	5,06	4,84	6,58	6,96	9,47	9,15	12,4	11,7	16	13,2	18	13,8	18,8						
Beyond 3, transmissible power stabilisation																							
														Speed 30 to 33 : dynamic balancing necessary									
														Beyond 33 m/s : accurate dynamic balancing necessary									

Tabela 5 - Fator de correção de comprimento da correia, FONTE: COLMANT CUVELIER
(adaptado)

Belt length correction factor :	
SPZ section	
Pitch length	Coeff.
from 0,630 to 0,710	0,80
from 0,750 to 0,950	0,85
from 1,000 to 1,250	0,90
from 1,320 to 1,500	0,95
from 1,600 to 2,120	1,00
from 2,240 to 2,800	1,05
from 3,000 to 3,750	1,10

Tabela 6 - Fator de correção do arco de contato, FONTE: COLMANT CUVELIER (adaptado)

Arc of contact factor:

$\frac{(D - d)}{E}$	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
2 grooved pulley	1,00	0,99	0,97	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88	0,87	0,85	0,83	0,80	0,78	0,75	0,72	0,69

Tabela 7 - Fator G e ângulo beta (β), FONTE: COLMANT CUVELIER (adaptado)

$(D - d) / E$	β°	Factor G
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,92
0,60	145	0,90
0,70	139	0,88
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,83
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77

Tabela 8 - Fator M, FONTE: COLMANT CUVELIER (adaptado)

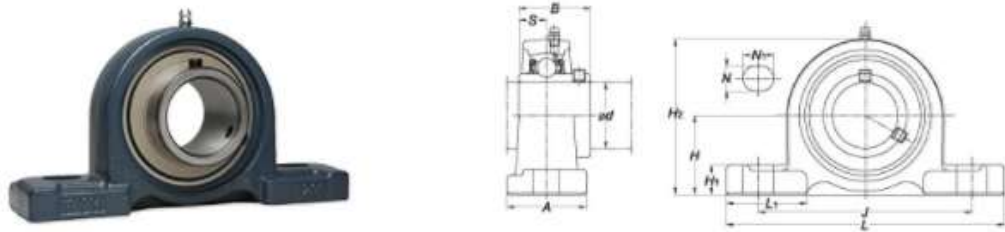
Section	SPZ	SPA	SPB	SPC
M	0,006	0,012	0,017	0,032

Tabela 9 - Fator de carga (f_w), FONTE: catálogo FYH

Operating conditions	Applications	f_w
Virtually no vibration or impact	Electric machines and instruments	1 –1.2
Ordinary operation (light impact)	Agricultural machines and blower	1.2–2
Great vibration and impact	Construction machines and grinders	2 –3

Tabela 10 - Fator de correia (f_b), FONTE: catálogo FYH

Belt type	f_b
Toothed belt	1.3–2
V belt	2 –2.5
Flat belt (with tension pulley)	2.5–3
Flat belt	4 –5
Chain	1.2–1.5



Specifications		
Housing Number	P207	
Bearing Number	UC207-22	
Shaft Size	1-3/8 in	
Bolt Size	M14	1/2 in
Weight	1.6 kg	3.53 lbs
Locking Style	Set Screw Locking	
Set Screw Size	5/16-24UNF	
Grease Fitting	A-1/4-28UNF	
Dimensions		
<i>H</i>	47.6 mm	1-7/8 in
<i>L</i>	167 mm	6-9/16 in
<i>A</i>	48 mm	1-7/8 in
<i>J</i>	127 mm	5 in
<i>N</i>	17 mm	21/32 in
<i>M1</i>	21 mm	13/16 in
<i>H1</i>	18 mm	23/32 in
<i>H2</i>	95 mm	3-3/4 in
<i>L1</i>	47 mm	1-27/32 in
<i>B</i>	42.9 mm	1.689 in
<i>S</i>	17.5 mm	0.689 in
Basic Load Rating		
<i>C</i> _r	25.7 kN	5783 lbf
<i>C</i> _{0r}	15.4 kN	3465 lbf
Factor <i>f</i> ₀	13.9	

Figura 37 - Chumaceira FYH UC207-22, FONTE: catálogo FYH

Tabela 11 - Fator X e Y, FONTE: catálogo FYH

$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30				1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

- Remarks 1. C_{0r} (basic static radial load rating) and f_0 (factor) are shown in the dimensional tables.
2. If $f_0 F_a / C_{0r}$ does not conform to the table above, find by interpolation.

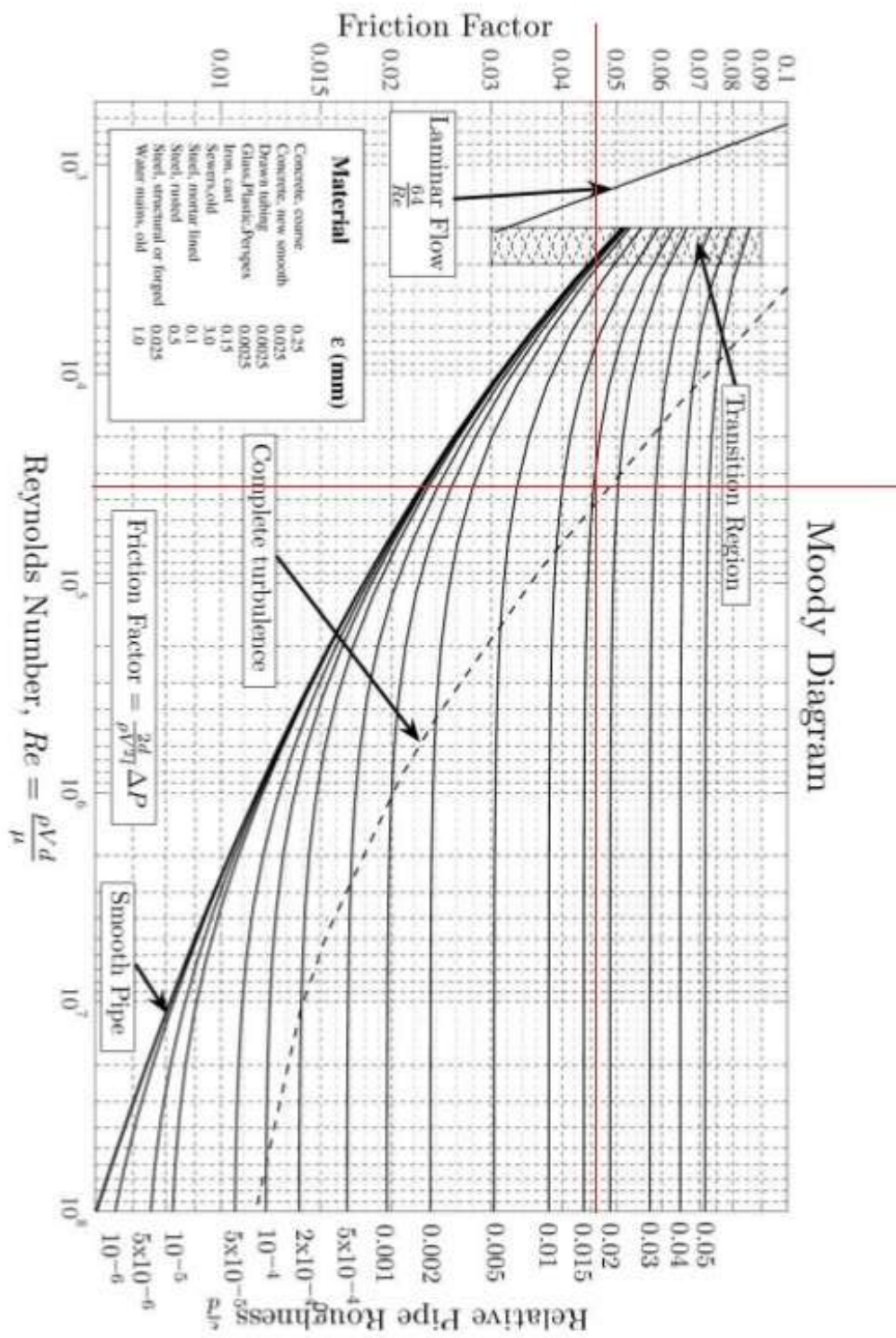


Figura 38 - Primeira iteração no gráfico de Moody

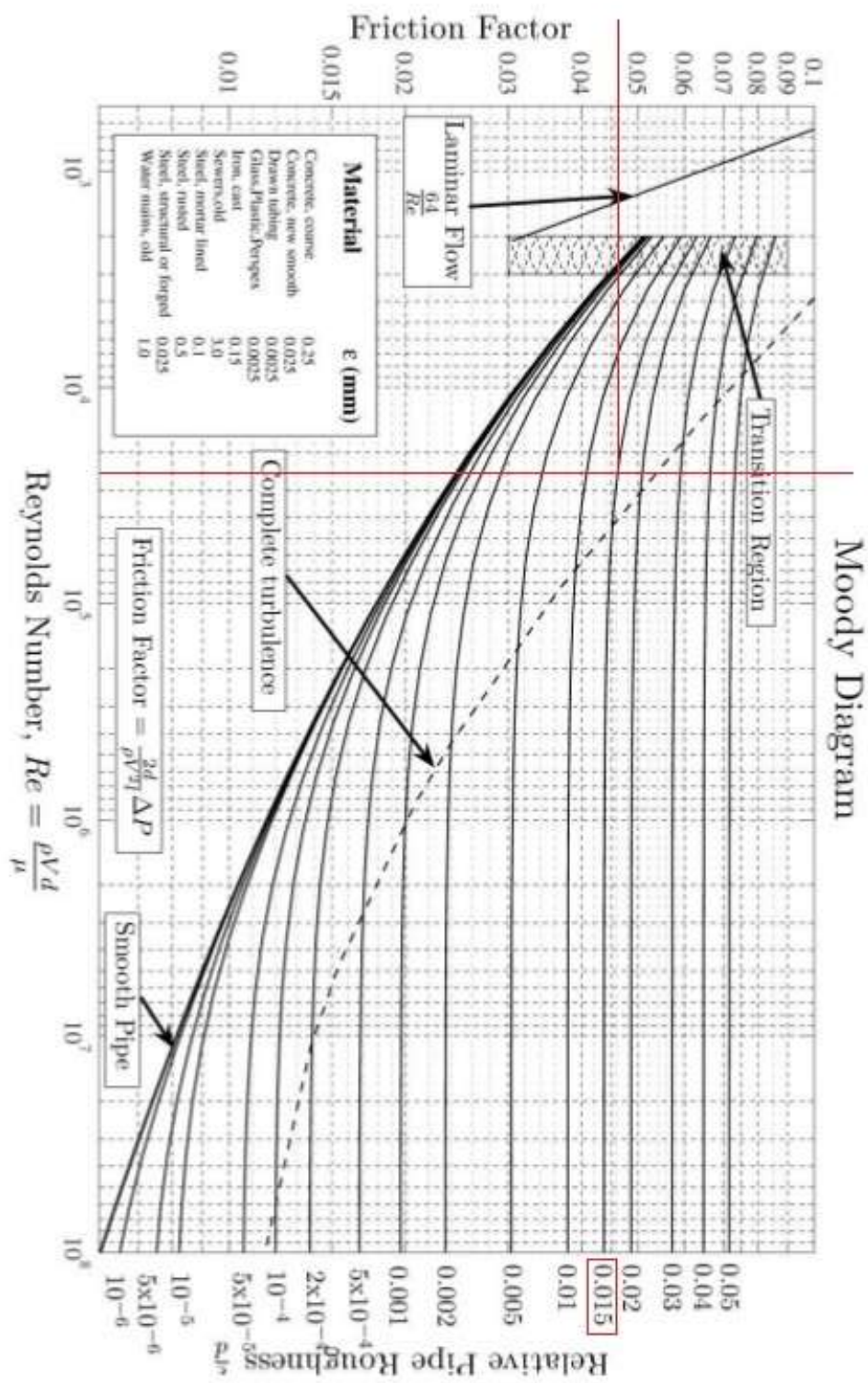


Figura 39 - Segunda iteração no gráfico de Moody

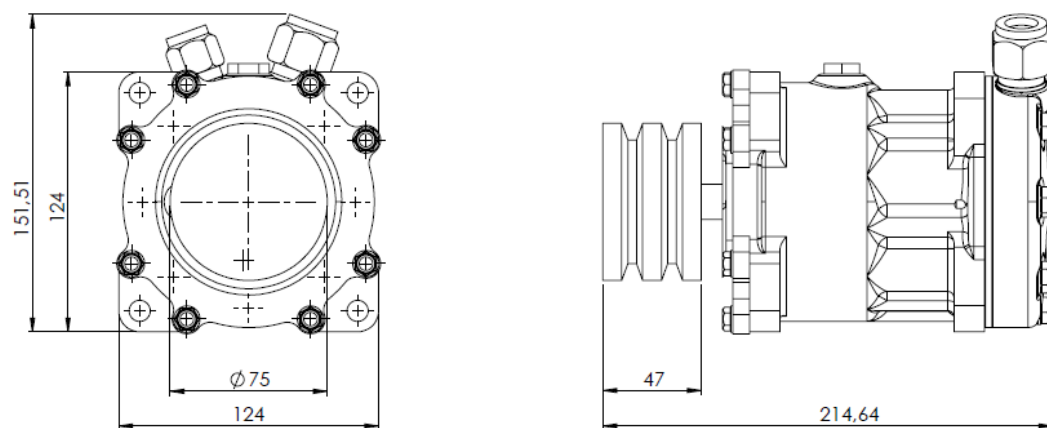


Figura 40 - Dimensões gerais do compressor utilizado (medidas em milímetros)

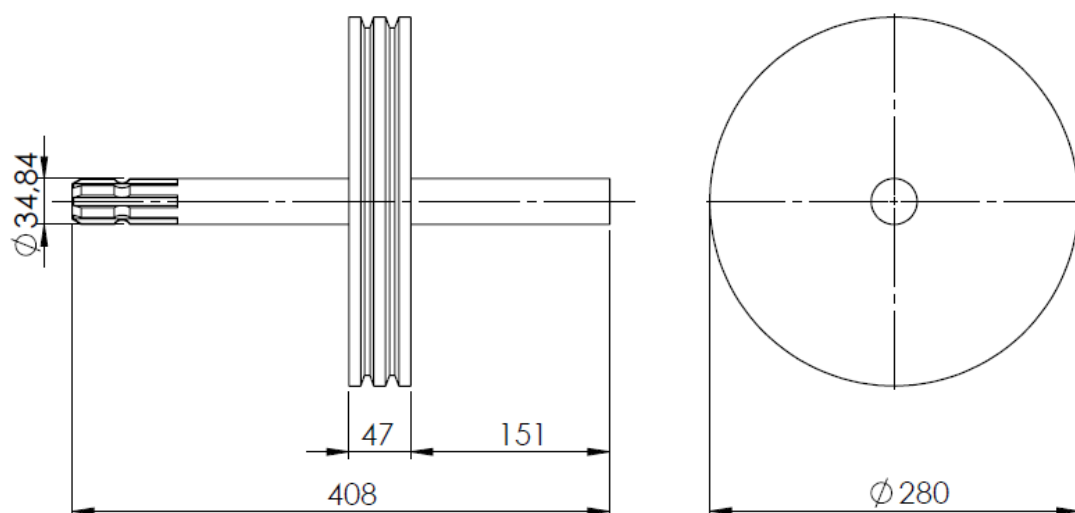


Figura 41 – Desenho técnico do veio com polia (medidas em milímetros)

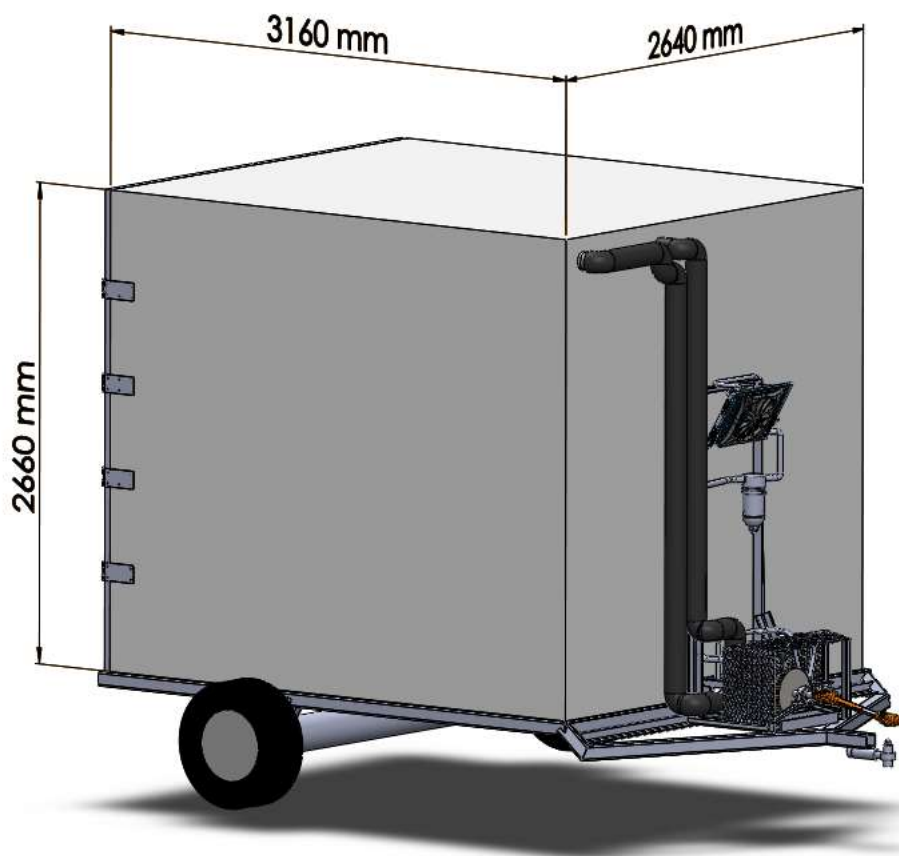


Figura 42 - Dimensões gerais da caixa isotérmica